



# Proyecto Fin de Carrera

Ingeniería Técnica Industrial: Especialidad Mecánica

## Simulación de un quemador LPP estabilizado por giro

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Tutor: Mathieu Legrand

Autor: Jorge Méndez Pardo



Simulación de un quemador LPP estabilizado por giro



## **AGRADECIMIENTOS:**

En primer lugar a mi tutor Mathieu, agradecerle el tiempo invertido y la comprensión que me ha mostrado.

Por otro lado a mis amigos Omar, Oriol, Pedro, Alicia, Laura, Javier los cuales me han ayudado a salir de algún que otro bache durante estos años.

A mis compañeros de fatiga y estudio Nacho, Luis, Diego, José, Little, Jesús, Christian y un largo etcétera, los cuales han sabido echarme una mano siempre que lo he necesitado.

A Federico, por ayudarme a mantener la cabeza fría y recordarme por qué seguimos luchando.

A mi compañero y jefe Paco, por hacer del trabajo algo más.

A la familia Sindhu, por aguantarme cada verano y darme un lugar donde estudiar tranquilo.

A Camille, por darme algo por lo que luchar y superarme.

Y como no, a mi familia, en especial a mis padres, abuela y tía, por confiar en mí.

A todos, gracias.



## RESUMEN:

La necesidad creciente de fuentes energéticas más eficientes concretamente la necesidad de minimizar las emisiones contaminantes producidas en la combustión de hidrocarburos, tan presentes en nuestra actual sociedad, hace que universidades e industria inviertan tiempo y dinero en el desarrollo de nuevas técnicas que permitan un uso más eficiente y responsable de los recursos disponibles.

Unido a esta necesidad de eficiencia energética han surgido también intentos gubernamentales de reducir las emisiones de contaminantes y en especial la producción de óxidos de nitrógeno y azufre ( $\text{NO}_x$  y  $\text{SO}_x$ ) los cuales se encuentran en toda reacción de combustión en pequeñas cantidades pero resultan muy nocivos para la salud y el medio ambiente.

En las últimas décadas se ha estado investigando acerca de los denominados “Swirl Burners” o quemadores estabilizados por giro. Estos quemadores permiten minimizar en gran parte la generación de  $\text{NO}_x$  en la combustión, hasta 10 veces menos que el valor hallado en quemadores de tecnología más convencional. Recientemente se ha estado desarrollando una tecnología denominada “Low Swirl Burners” o quemadores estabilizados por bajo giro. Permiten una reducción adicional de  $\text{NO}_x$  y mejorando la estabilización de la llama, evitando inestabilidades termo acústicas.

Con esta base, el presente proyecto pretende continuar con las investigaciones realizadas en el departamento de Ingeniería Térmica de la Universidad Carlos III de Madrid, sobre el estudio de este tipo de quemadores con el fin de interpretar y caracterizar en detalle el complejo campo fluido que se establece en el quemador del mejor modo posible y obtener así una idea del funcionamiento de estos quemadores y su posible implantación en la industria.

Mediante el uso de programas de simulación de fluidos se intenta caracterizar el campo fluido de un quemador tipo LPP (Lean Premixed Prevaporized) de unos 50kW el cual es estabilizado mediante un “Low Swirl”

El paso previo y necesario al estudio completo bajo condiciones de combustión es la simulación del comportamiento de un fluido dentro de un quemador. El proyecto se basa principalmente en esta tarea mediante el uso de programas de simulación dinámica de fluidos. En este caso Fluent<sup>®</sup>.

Se trata por un lado de encontrar el modelo de turbulencia que se adapte mejor a las condiciones de funcionamiento del quemador intentando ser lo más fieles a la hora de recrear las condiciones y por otro lado asegurarse que el modelo es válido para distintas condiciones de funcionamiento (gasto másico y grado de giro) de contorno.



## Simulación de un quemador LPP estabilizado por giro

El modelo real en el que nos basamos para realizar el estudio y simulación es un quemador de dimensiones y complejidad reducida que posee la universidad en sus laboratorios y con el cual se han realizado una serie de mediciones que nos permitirán obtener un modelo acorde. La geometría relativamente sencilla del quemador facilita realizar simulaciones en el mismo, ya que el mallado computacional no exige una complejidad excesiva.

El estudio tridimensional no ha resultado posible debido a las limitaciones computacionales de los ordenadores disponibles. En su defecto se ha realizará un estudio bidimensional con simetría de revolución y usando modelos de turbulencia RANS.



## **ABSTRACT:**

The growing need for more efficient energy sources, specifically the need to minimize polluting emissions created by the combustion of hydrocarbons, which play a big role in our society, means that universities and private companies invest time and money in the development of new techniques which allow for more efficient and responsible use of available resources.

Tied to this need of energy efficiency some government initiatives have arisen to reduce the pollutants that arise especially nitrogen and sulfur oxides ( $\text{NO}_x$  and  $\text{SO}_x$ ), which are present in small quantities in every combustion but are very damaging to people's health and the environment.

In recent decades there has been a lot of research surrounding Swirl Burners. These burners greatly minimize the production of  $\text{NO}_x$  in a combustion process, up to 10 times less than more conventional burners. Recently a technology called Low Swirl Burners has been developed. These burners allow further reduction in  $\text{NO}_x$  emissions and improve flame stabilization, avoiding thermo acoustic instabilities.

With this base, this project intends to continue the research in the Thermal Engineering Department at Carlos III University of Madrid, regarding the study of these burners with the objective of interpreting and characterizing in detail the complex fluid field created in the burners. With the use of fluid simulation programs the project aims to characterize the LPP (Lean Premixed Prevaporized) fluid field at about 50kW which is stabilized by Low Swirl.

The first step that is required before the complete study of the combustion process is the simulation of the behaviour of a fluid inside the burner. The project is mainly based on this task through the use of dynamic fluid simulation programs, in this case Fluent. On the one hand the goal is to find the turbulence model that best adapts to the way the burner functions (recreating the conditions as precisely as possible) and on the other hand it is to ensure that the model is valid for different conditions (level of rotation and mass consumption)

The real model on which we base the study is a small and simple burner from the university labs which has been measured to obtain the model. The relatively simple geometry of the burner makes running simulations easier, as the computational mesh isn't very complex.

Three dimensional study has not been possible due to computational limitations of the available computers. Instead we ran a two dimensional study with revolution symmetry and using RANS turbulence models.



## ÍNDICE:

I.	Objetivos y metodología	
1.	Objetivos.....	11
2.	Metodología.....	12
II.	Introducción.....	13
III.	Quemadores LPP	
1.	Introducción.....	16
2.	Llamas.....	17
3.	Estabilización de llamas.....	19
4.	Quemador LPP Estabilizado por giro.....	21
5.	Funcionamiento del quemador LPP UC3M.....	22
IV.	Flujos con giro	
1.	Introducción.....	24
2.	Flujos de giro en quemadores.....	25
3.	High Swirl Burner.....	25
4.	Low Swirl Burner.....	26
V.	Parámetros de la simulación	
1.	Introducción.....	28
2.	Ecuaciones de gobierno de un fluido (Navier-Stokes).....	28
3.	Programas CFD.....	30
VI.	Creación del modelo	
1.	Introducción.....	31
2.	Malla computacional del quemador.....	31



3. Métodos de cálculo.....	38
A. Método Numérico Directo (DNS).....	38
B. Simulación de grandes remolinos (LES).....	39
C. Reynolds Average Navier-Stokes (RANS).....	40
1. K-Épsilon.....	42
2. K-Omega.....	44
3. Reynolds Stress Tensor.....	46
VII. Resultados de la simulación	
1. Validación del modelo.....	47
2. Cálculos previos.....	47
3. Condiciones de contorno.....	49
4. Resultados y comparación con datos experimentales.....	51
VIII. Conclusiones y trabajos futuros	
1. Conclusión.....	85
2. Trabajos Futuros.....	86
IX. Anexos.....	87
X. Bibliografía.....	89





## INDICE DE FIGURAS Y TABLAS:

### Introducción:

Figura 2.1: Distribución de producción eléctrica (17 Septiembre 2010).....	13
Figura 2.2: Contaminación severa china oriental <sup>(6)</sup> .....	14

### Quemadores LPP:

Figura 3.1: Componentes básicos de una central de vapor <sup>(8)</sup> .....	16
Figura 3.2: Quemador industrial <sup>(7)</sup> .....	17
Figura 3.3: Relación dosado/contaminantes <sup>(1)</sup> .....	18
Figura 3.4: Flujo estable (Izq.) e inestable (Dcha.) en una expansión brusca <sup>(9)</sup> .....	20
Figura 3.5: Detalles generales del quemador <sup>(1)</sup> .....	22
Figura 3.6: Esquema de la instalación de la universidad Carlos III Madrid <sup>(1)</sup> .....	22

### Flujos con Giro:

Figura 4.1: Principio de funcionamiento High Swirl Burner ( $S > 0.6$ ) <sup>(2)</sup> .....	26
Figura 4.2: Principio de funcionamiento Low Swirl Burner ( $S < 0.4$ ) <sup>(2)</sup> .....	26
Figura 4.3: Llamas estabilizadas mediante Low Swirl <sup>(3)</sup> .....	27

### Creación de la malla computacional:

Figura 6.1.1: Diferencia de tamaño entre mallas #1 y #5.....	32
Figura 6.1.2: Detalles de la malla en la zona de salida de gases.....	33
Figura 6.1.3: Detalle malla salida de las toberas.....	34
Figura 6.1.4: Detalle malla parte superior.....	34
Figura 6.1.5: Detalle salida entrada de aire.....	35
Figura 6.1.6: Detalle salida tobera.....	35
Figura 6.1.7: Diferencia de mallados salida difusor.....	36
Figura 6.1.8: Detalle de entrada de aire.....	37
Tabla 6.1.9: Características de las mallas.....	37
Figura 6.2.1: Velocidad Axial quemador del instituto tecnológico Karlsruhe <sup>(4)</sup> .....	45
Figura 6.2.2: Velocidad Tangencial quemador del instituto tecnológico Karlsruhe <sup>(4)</sup> .....	45

### Resultados de la simulación:

Tabla 7.1: Tabla velocidades entrada de aire. ....	52
Figura 7.2: Perfil de Velocidad Axial $Re=5.800$ (distancia=3mm).....	53
Figura 7.3: Perfil de Velocidad Tangencial $Re=5.800$ (distancia=3mm).....	54
Figura 7.4: Perfil de Velocidad Axial $Re=5.800$ (distancia=26mm).....	55
Figura 7.5: Perfil de Velocidad Tangencial $Re=5.800$ (distancia=26mm).....	56
Figura 7.6: Perfil de Velocidad Axial $Re=5.800$ (distancia=39mm).....	57
Figura 7.7: Perfil de Velocidad Tangencial $Re=5.800$ (distancia=39mm).....	58
Figura 7.8: Contorno de velocidad Axial K-Ep $Re=5.800$ Standard.....	59
Figura 7.9: Contorno de velocidad Axial $Re=5.800$ K-Ep Realizable.....	60
Figura 7.10: Contorno de velocidad Axial $Re=5.800$ K-Ep RNG.....	61
Figura 7.11: Contorno de velocidad Tangencial $Re=5.800$ K-Ep Standard.....	62
Figura 7.12: Contorno de velocidad Tangencial $Re=5.800$ K-Ep Realizable.....	63
Figura 7.13: Contorno de velocidad Tangencial $Re=5.800$ K-Ep RNG.....	64
Figura 7.14: Perfil de Velocidad Axial $Re=10.000$ (distancia=3mm).....	65
Figura 7.15: Perfil de Velocidad Tangencial $Re=10.000$ (distancia=3mm).....	66
Figura 7.16: Perfil de Velocidad Axial $Re=10.000$ (distancia=26mm).....	67
Figura 7.17: Perfil de Velocidad Tangencial $Re=10.000$ (distancia=26mm).....	68
Figura 7.18: Perfil de Velocidad Axial $Re=10.000$ (distancia=39mm).....	69



Figura 7.19: Perfil de Velocidad Tangencial $Re=10.000$ (distancia=39mm).....	70
Figura 7.20: Perfil de Velocidad Axial Mallas #3 y #4 (distancia=26mm).....	72
Figura 7.21: Perfil de Velocidad Tangencial Mallas #3 y #4 (distancia=26mm).....	73
Figura 7.22: Perfil de Velocidad Axial Mallas #3 y #4 (distancia=39mm).....	73
Figura 7.23: Perfil de Velocidad Tangencial Mallas #3 y #4 (distancia=39mm).....	74
Figura 7.24: Perfil de Velocidad Axial Variación Swirl Factor (distancia=3mm).....	75
Figura 7.25: Perfil de Velocidad Tangencial Variación Swirl Factor (distancia=3mm).....	76
Figura 7.26: Perfil de Velocidad Axial Variación Swirl Factor (distancia=26mm).....	76
Figura 7.27: Perfil de Velocidad Tangencial Variación Swirl Factor (distancia=26mm).....	77
Figura 7.28: Perfil de Velocidad Axial Variación Swirl Factor (distancia=39mm).....	77
Figura 7.29: Perfil de Velocidad Tangencial Variación Swirl Factor (distancia=39mm).....	78
Tabla 7.30: Contorno de velocidad $Re=10.000$ Axial K-Ep Standard.....	79
Tabla 7.31: Contorno de velocidad $Re=10.000$ Axial K-Ep Realizable.....	80
Tabla 7.32: Contorno de velocidad $Re=10.000$ Axial K-Ep RNG SF 0,05.....	81
Tabla 7.33: Contorno de velocidad $Re=10.000$ Tangencial K-Ep Standard.....	82
Tabla 7.34: Contorno de velocidad $Re=10.000$ Tangencial K-Ep Realizable.....	83
Tabla 7.35: Contorno de velocidad $Re=10.000$ Tangencial K-Ep RNG SF 0,05.....	84



## **I. OBJETIVOS Y METODOLOGÍA:**

### **Objetivo:**

El objetivo de este proyecto es tratar de simular el campo fluido emergente del quemador LPP que la Universidad Carlos III de Madrid tiene en sus instalaciones, bajo una serie de casos previamente experimentados sobre el quemador.

Uno de los objetivos más importantes es predecir la aparición de una burbuja de recirculación que garantiza la posible estabilización de la llama.

Si se obtiene la burbuja de recirculación poder simular su tamaño, posición y forma.

Una vez obtenida la burbuja y su correcta caracterización, tratar de simular el flujo con los modelos de turbulencia que más se aproximen al correcto funcionamiento del quemador y recomendar un modelo en función de las condiciones de contorno.

Si se cumplen los objetivos previstos podemos tener datos suficientes como para poder simular con un grado de confianza alto cualquier situación y estado del quemador.

La importancia de conseguir y calcular un modelo acorde a las condiciones de funcionamiento del quemador es esencial ya que de ese modo las futuras investigaciones podrán avanzar de un modo más rápido gracias a la buena caracterización y simulación del quemador debido a que se pueden tener varios equipos informáticos trabajando a la vez, en busca de obtener datos relevantes.

Del mismo modo podremos confirmar que el modelo inicial del quemador puede ser modificado basándonos en los estudios previos que se puedan hacer mediante la simulación CFD del mismo.

Otro de los objetivos importantes es poder estudiar los límites de funcionamiento de un quemador, las velocidades mínimas y máximas de funcionamiento.



## **Metodología:**

Para lograr cumplir los objetivos antes expuesto se deberá realizar las siguientes pautas para su cumplimiento:

En primer lugar, es necesaria la obtención de información de funcionamiento de los quemadores LPP, estabilización de llamas y flujos de giro en general.

La familiarización y obtención de tutoriales y guías de usuario de los programas con los que se trabajan, tales como Fluent, Gambit, ICEM CFD y Tecplot. Cabe destacar que es necesaria la obtención de bibliografías relacionadas con los modelos de turbulencia que se van a usar.

Sera necesario la realización de una malla computacional acorde a las dimensiones del quemador LPP que se encuentra en las instalaciones del departamento de Ingeniería Térmica. Del mismo modo es necesario asegurarse que la malla cumple con las necesidades y condiciones impuestas para la correcta simulación de los modelos de turbulencia.

Una vez validada la malla computacional será necesario realizar varias pruebas con los modelos de turbulencia validos para la obtención de resultados.

Decididos los modelos de turbulencia y comprobadas las mallas se realizaran una serie de iteraciones con el programa CFD para la obtención de varios rangos de funcionamiento con varios modelos de turbulencia. Dichos datos serán comparados con los datos experimentales obtenidos en el laboratorio.

A la vista de los resultados se concretara que modelo de turbulencia y que malla se asemeja más al funcionamiento experimental del quemador LPP.



## II. INTRODUCCION:

Durante las últimas dos décadas del siglo XX la dependencia que el mundo ha adquirido de los hidrocarburos ha obligado a gobiernos e industrias a buscar un uso más eficiente de estos recursos.

Pensar en hidrocarburos es pensar en coches, pero no es este el único sector dependiente de los hidrocarburos. En la actualidad industrias de plásticos, energía, automoción y tantos otros dependen diariamente de los derivados del petróleo que la búsqueda de métodos menos contaminantes y más eficientes se hace cada día más necesaria.

Uno de los sectores más dependiente de los hidrocarburos es el sector energético. La industria de la energía está en constante evolución en busca de nuevos recursos y tecnologías para la obtención de electricidad de un modo más eficiente, sostenible y rápido. Este constante desarrollo, tanto a nivel de eficiencia energética como de reducción de contaminantes y partículas a la atmosfera, promueve a industrias privadas y gobiernos a una rápida búsqueda de alternativas viables a los métodos ya desarrollados. Y aunque año tras año las energías renovables van ganando terrenos a los métodos tradiciones de generación eléctrica, aun siguen siendo una alternativa poco estable para mantener la demanda diaria de un país.

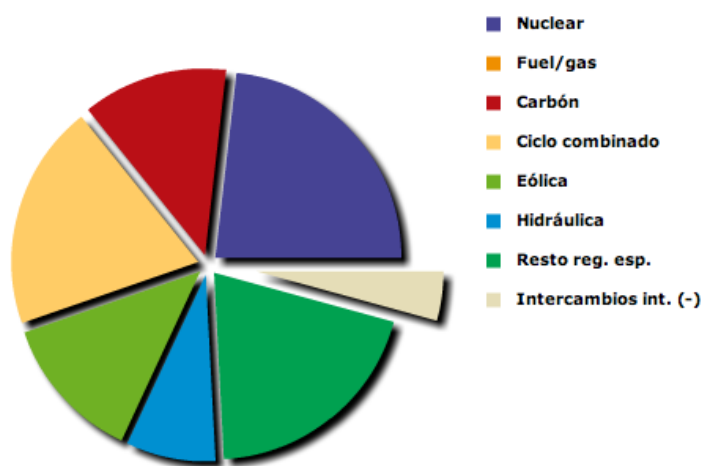


Figura 2.1: Distribución de producción eléctrica 17 Septiembre 2010 (Fuente: REE) <sup>(5)</sup>

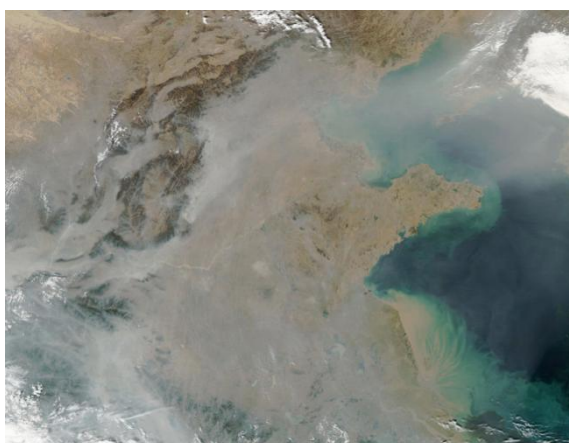
Aun no existe aún un sustituto tan eficiente como los hidrocarburos para mantener la producción energética a nivel mundial. La mitad de la energía producida en un día en España corresponde a procesos térmicos que implican una combustión.



## Simulación de un quemador LPP estabilizado por giro

El actual desarrollo de países como China o India, los cuales basan su producción energética en el consumo masivo de carbón y derivados del petróleo, preocupan a gobiernos e instituciones internacionales debido a que generan una gran cantidad de emisiones de Dióxido de Carbono y partículas contaminantes que se expulsan a la atmosfera.

La implantación de nuevos métodos y técnicas energéticas que ahorren recursos pueden permitirnos el uso más duradero de los recursos que poseemos. Por ello es vital el desarrollo de nuevos procesos térmicos que reduzcan ese tipo de problemas.



**Figura 2.2: Contaminación severa china oriental <sup>(6)</sup>**

Actualmente las investigaciones se están centrando en el entendimiento del proceso de combustión y la eliminación durante dicho proceso de la mayor cantidad de impurezas que puedan generar contaminación.

La combustión es un proceso por el cual un combustible unido a un oxidante se combinan mediante una liberación intensa de calor y luz.

Este proceso altamente exotérmico y a pesar de que gran parte de la energía se pierde en la transferencia de calor con el ambiente, sigue siendo un proceso que permite producir grandes cantidades de energía eléctrica.

En los últimos años se ha oído mucho hablar del  $\text{CO}_2$  y sus consecuencias como gas de efecto invernadero y la producción masiva por parte del hombre creando consecuencias que en un futuro pueden ser catastróficas. Pero no es este uno de los gases más problemáticos. Unidos a los  $\text{CO}_2$ , productos ligados a toda combustión, podemos encontrar los  $\text{NO}_x$  y los  $\text{SO}_x$ , estos gases se encuentran en el combustible en forma de impurezas o en el aire en el caso del  $\text{N}_2$ . Dichos gases son responsables de las lluvias acidas en el caso de los  $\text{SO}_x$  y son tremendamente peligrosos para el hombre como el caso de los  $\text{NO}_x$ .



## Simulación de un quemador LPP estabilizado por giro

Aun es pronto para pensar en una alternativa sólida que consiga desbancar a los hidrocarburos y es posible que no exista hasta poco antes de su completa extinción. Ya se ha visto a lo largo de la historia que la búsqueda de una solución solo se manifiesta realmente cuando el problema ya no tiene más solución que la obtención de un nuevo sistema. Debido a ello, nuestra dependencia del petróleo no se verá solventada hasta dentro de unos cuarenta o cincuenta años cuando ya no exista más petróleo que consumir.

Debido a ello, es necesario optimizar el uso de los recursos al máximo, aplicando nuevas tecnologías y recursos a la obtención de procesos más limpios, eficientes y baratos. La implantación de nuevas tecnologías en industrias y conciencia social pueden disminuir en gran medida los problemas actuales de consumo y contaminación hasta la sustitución de los actuales sistemas industriales.

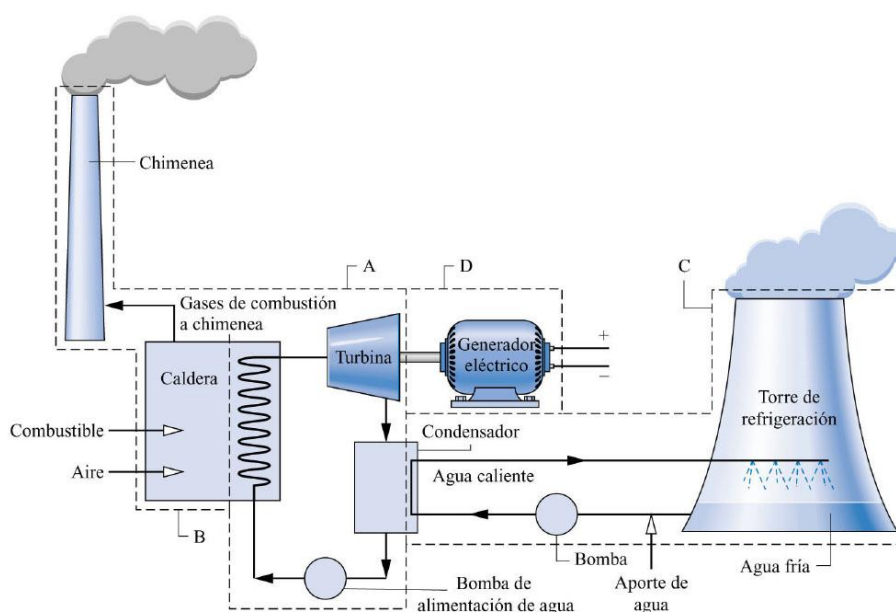
### III. QUEMADORES LPP:

#### Introducción:

En todo proceso térmico existe una generación de calor de una fuente externa al sistema por el cual podemos obtener de ella otro tipo de energía, normalmente eléctrica.

Este intercambio energético en forma de calor (equilibrio térmico, ley cero de la termodinámica) puede darse de muchas maneras, fisión nuclear, radiación solar o el caso más común, mediante combustión.

Como se ha comentado los procesos térmicos son la mayor fuente energética de un país. En la actualidad las centrales térmicas que proliferan suelen ser centrales de ciclo combinado o centrales nucleares que han ido sustituyendo a las antiguas centrales de carbón, pero el principio de funcionamiento es muy similar.



**Figura 3.1: Componentes básicos de una central de vapor** <sup>(8)</sup>

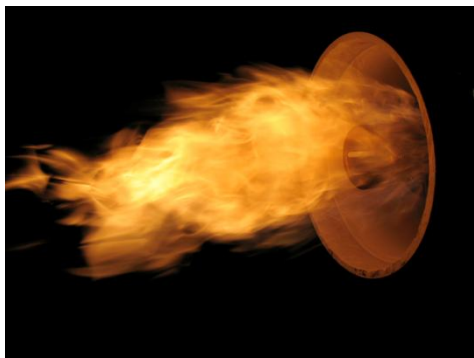
La generación de calor en una central térmica de carbón o gas viene dado por una caldera, dicha caldera calienta el fluido del circuito (agua) hasta su punto de vaporización, el cual pasa después por una serie de turbinas, en su proceso de expansión produce energía mecánica para mover las turbinas las cuales a su vez mueven un generador eléctrico.





## Simulación de un quemador LPP estabilizado por giro

Dentro de la caldera se encuentran los quemadores, los cuales se encargan de introducir el combustible (Líquido, gaseoso y solido) y hacerlo reaccionar de la forma más eficiente.



**Figura 3.2: Quemador industrial <sup>(7)</sup>**

En la actualidad se trabaja con quemadores tipo LPP (Lean Premixed Prevaporized), esta siglas corresponden a mezcla pobre premezclada pre-vaporizada (en el caso de un fluido). Estos quemadores están cercanos al punto de apagado de la llama permitiendo así bajar la temperatura de la llama y evitar la formación excesiva de óxidos de nitrógeno.

La razón de pre-vaporizar el fluido en el caso de un líquido tipo el diesel, reside en mejorar la homogeneidad de la mezcla y permitir así una combustión más uniforme, evitando puntos calientes en la llama.

En el caso de un gas no es necesario vaporizarlo ya que el gas en contacto con el aire se mezcla, solo es necesario que dicha mezcla sea lo más homogénea posible y eso se consigue realizando una premezcla del gas.

### **Llamas:**

La llama es el resultado de la reacción química entre combustible y oxidante. Esta emite luz y calor.

Se habla de combustible cuando se refiere a cualquier sustancia que pueda arder y de oxidante de la sustancia fundamental para que se desarrolle la combustión.

En el caso más general, el oxidante es el oxígeno que se encuentra en la atmósfera y la cadena de hidrocarburos, nuestro reactivo o combustible.

Cuando el reactivo limitante es el oxígeno hablamos de una mezcla de rica (en combustible) o dosado rico. En estos casos se producen inquemados, que no son otra



Simulación de un quemador LPP estabilizado por giro

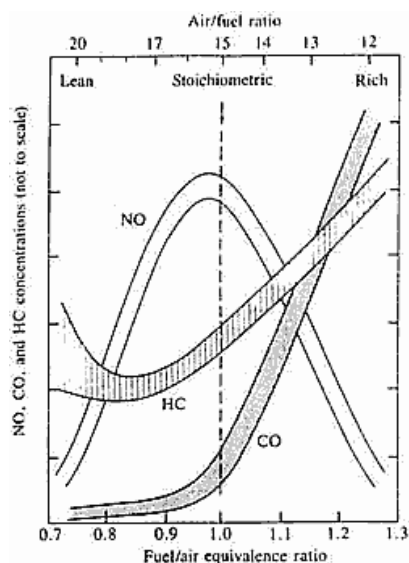
cosa que restos de combustible que no han llegado a reaccionar debido a la deficiencia de oxidante, en estos casos la combustión es incompleta o parcial.

Siendo el reactivo limitante el combustible, hablamos de dosado pobre o mezclas pobres. Todo el combustible inicial reacciona con el oxidante dando como resultado una combustión completa.

$$\phi = \frac{\left(\frac{\dot{m}_{\text{combustible}}}{\dot{m}_{\text{aire}}}\right)_{\text{Real}}}{\left(\frac{\dot{m}_{\text{combustible}}}{\dot{m}_{\text{aire}}}\right)_{\text{Estequimetrico}}}$$

**Ecuación 3.1: Formula de dosado relativo**

Aunque simple, la explicación anterior discierne parcialmente de la realidad. Ya que solo es posible una combustión completa bajo ciertas condiciones establecidas. En el quemador estudiado, donde reactivo y oxidante se combinan a temperatura y presión ambiente los límites de dosado están entre 0.5 y 3



**Figura 3.3: Relación dosado/contaminantes <sup>(1)</sup>**

Siendo un factor importante el dosado también deberemos considerar ciertos aspectos que ayudaran a que nuestra reacción y resultados se encuentren dentro de las expectativas deseadas.

Dichos factores son clave, ya que son los responsables de una correcta combustión.

- Un tiempo de residencia largo de los reactivos asegura su homogeneidad.
- Una temperatura alta de llama asegura una cinética mayor de las reacciones elementales de la combustión.



- Un flujo turbulento nos proporciona un mezclado más eficiente de los reactivos y favorece el encuentro entre combustible y oxidante.

Los inquemados además de ser económicamente un problema debido a que no maximizamos el uso de un combustible, son dañinos y contaminantes. El más conocido y peligroso a corto plazo es el CO, el cual si es respirado aunque sea en pequeñas dosis puede causar la muerte por asfixia sin que el individuo padezca síntomas claros de asfixia.

### **Estabilizar una llama:**

El motivo de estabilizar una llama es clave en el correcto funcionamiento de un sistema térmico, si la llama se mueve puede provocar desajustes en el sistemas, puntos calientes en paredes y tuberías e incluso la destrucción parcial o total de algún elemento.

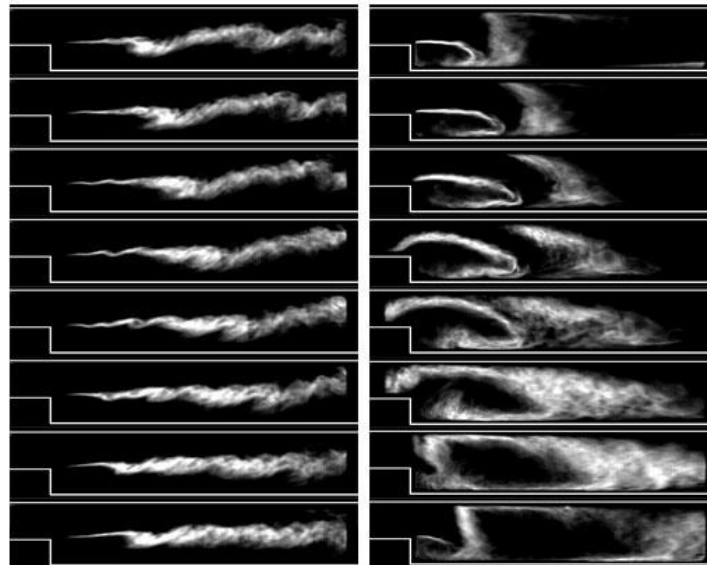
Una llama estabilizada consiste en mantener estable una llama en el espacio. Toda mezcla reactiva tiene lo que se denomina velocidad de propagación de llama, una vez iniciada la reacción química de combustión la llama busca zona de gases frescos, normalmente estos gases frescos se encuentran en dirección contraria a la salida de gases, es decir, la llama tiende a ir hacia el tubo de admisión de combustible.

La velocidad de propagación de una llama de estas características suelen ser unos 5 m/s, así que lo que se debe conseguir es que el fluido saliente, tenga esa velocidad en alguno de los puntos.

Existen varias maneras de estabilizar una llama

- Flujo cruzado: Consiste en una adecuada distribución de dosado y una velocidad de inyección de combustible perpendicular al flujo de aire.
- A contracorriente: Los flujos se contraponen con el fin de que los esfuerzos cortantes de ambas corrientes provoquen la interacción entre los elementos mejorando la mezcla, además se crea una zona de baja velocidad producida por la interacción de los dos flujos. Este sistema tiene el inconveniente de calentar en exceso el inyector el cual necesita de un sistema externo de refrigeración. Además el hollín resultante suele taponar parcialmente el inyector, provocando un flujo desigual modificando la aerodinámica del inyector.
- Usando cuerpos estabilizadores: Se genera una zona de recirculación interponiendo un obstáculo (cuerpo romo) en el flujo permitiendo que la llama encuentre un punto de remanso donde permanecerá.

- Otro método también descubierto es la recirculación después de una expansión brusca (Backward Facing Step Flame).



**Figura 3.4: Flujo estable (Izq.) e inestable (Dcha.) en una expansión brusca.** <sup>(9)</sup>

Todas estas técnicas tienen un problema común:

- La caída de presión de remanso relativamente alta
- Recalentamiento de las superficies de contacto.

Por ello la tecnología actual prefiere el uso de técnicas de estabilización de llamas mediante swirl o giro de la llama. Estas técnicas permiten que la caída de presión de remanso sea menor y existan menos puntos calientes dentro del sistema.

Siendo una tecnología interesante y ampliamente usada en la industria, no se ha alcanzado a entender del todo el comportamiento de estos quemadores en determinadas condiciones. Las llamas pobres están sujetas a inestabilidades térmicas y acústicas, que si se acoplan pueden llegar a apagar la llama o deteriorar el quemador. Por ellos, y por la alta complejidad del fluido tridimensional que se establece en la cámara de combustión, estos flujos siguen siendo muy estudiados en la actualidad.



## **Quemador LPP estabilizado por giro:**

El quemador que posee la Universidad Carlos III de Madrid se basa en un diseño de entradas axiales y tangenciales divididas en dos cámaras separadas. De este modo obtenemos más flexibilidad a la hora de variar parámetros y poder tener acceso a estudios más amplios que no podríamos conseguir con un quemador con una entrada de álabes fijos.

Dicho quemador tiene una serie de particularidades que no ofrecían quemadores de álabes fijos.

- Existe una zona de recirculación débil permitiendo estabilizar la llama.
- Mediante la entrada de flujo axial podemos estabilizar la llama a diferentes alturas permitiendo que la llama sea visible y facilitando su estudio.
- Al desprender la llama del difusor evitamos la creación de zonas o puntos calientes, evitando así pérdidas de calor por conducción, esto evita la utilización de refrigerantes y alargando la durabilidad de los materiales.
- Al estabilizar la llama usando la técnicas de Low Swirl reducimos el tiempo de residencia de los gases en la zona primaria reduciendo la creación de NOx

En definitiva se ha desarrollado un quemador flexible que permite obtener resultados con factores Swirl por debajo del límite que se establecía para los High Swirl Burners y permitiendo obtener resultados hasta con valores para una numero de Swirl de ( $S < 2$ ).

El quemador tiene dos entradas tangenciales dentro de una cámara circular. Dichas entradas generan un momento angular al fluido.

Atravesando la cámara circular se encuentran dos tubos concéntricos, el menor e interior viene de la parte inferior de la cámara por donde se administra axialmente el caudal de aire. El otro tubo está conectado a la cámara de recirculación y permite el paso del fluido de esta al interior del tubo que conecta con el difusor y con la salida axial del fluido.

El giro en el anillo exterior se controla mediante la distancia al eje de las entradas angulares, mientras que el Swirl global se regula con el flujo en el anillo y la entrada axial.

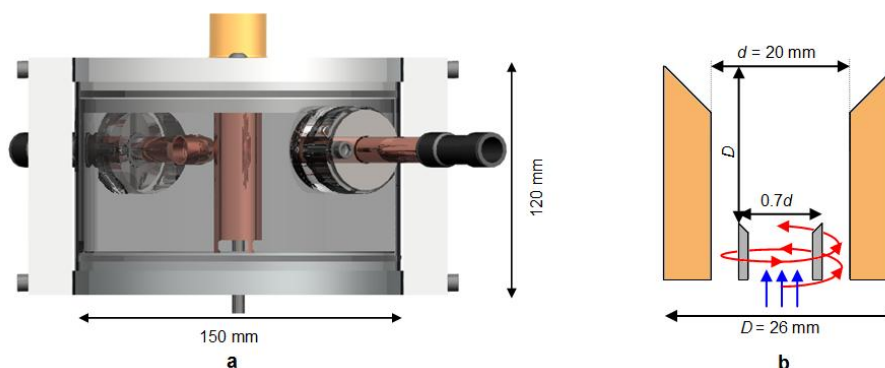


Figura 3.5: Detalles generales del quemador <sup>(1)</sup>

### Funcionamiento del quemador:

El flujo de aire es inyectado por las dos entradas tangenciales creando un momento angular a la entrada de la cámara, una vez el fluido comienza a girar es empujado hacia la parte de abajo provocando que éste aumente de velocidad debido a la disminución del radio de giro.

El fluido desciende hasta la parte inferior de la cámara, donde entra por las hendiduras situadas en la parte exterior del tubo de mayor diámetro, pasando así a la parte interior del tubo coaxial exterior y comienza su ascensión por el mismo hasta su salida por el difusor.

Poco antes de llegar al extremo de difusor se encuentra con la salida del flujo axial el cual es inyectado directamente desde la parte inferior de la cámara principal y no entra en contacto con el fluido hasta dicho punto.

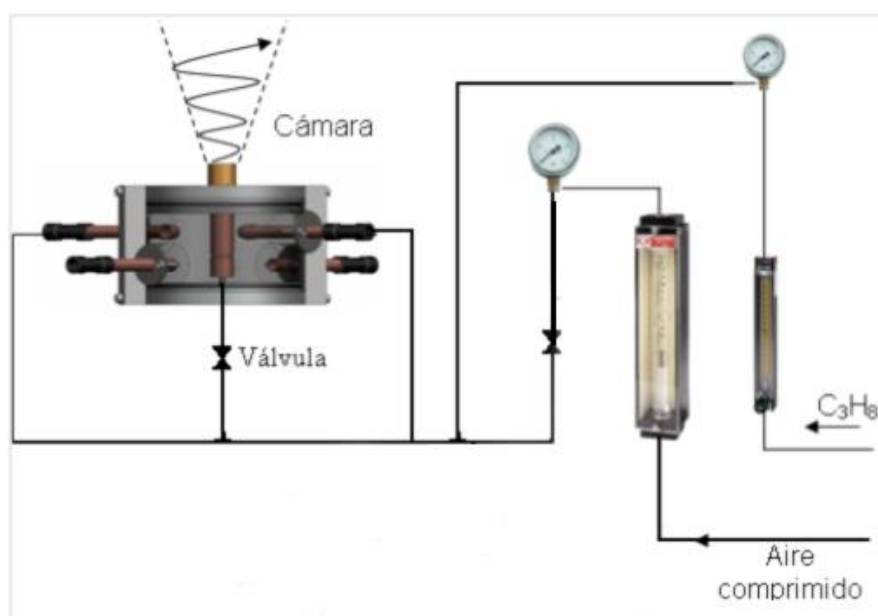


Figura 3.6: Esquema de la instalación de la universidad Carlos III Madrid <sup>(1)</sup>



Cabe destacar algunos aspectos del diseño el quemador:

- Ambos tubos finalizan con un chaflán a 45°, el tubo axial termina 26mm aguas abajo de la parte inferior de la cámara de gases. Estas dos características en el tubo axial evitan que la llama avance aguas arriba aprovechando la estela del tubo interior y retroceda para estabilizarse dentro de la tobera.
- En el caso del difusor, el chaflán a 45° permite una rápida expansión del fluido.
- Una parte importante de todo es la correcta alineación de los tubos para intentar obtener las condiciones más simétricas posibles. Por eso el tubo axial atraviesa la caja de vientos con el fin de obtener un apoyo más preciso y una simetría más exacta.
- La mezcla aire-propano se realiza aguas arriba del quemador para asegurar condiciones de premezcla en la tobera del quemador y el mismo dosado en ambos canales. El aire está suministrado a 6 bar por un compresor de tornillo que proporciona hasta 25 g/s de flujo másico. El propano proviene de botellas a presión, hasta 1.5 g/s. El ritmo de expansión del propano dentro de las botellas es suficientemente bajo como para que no baje la temperatura y la presión en ellas de manera significativa, suministrándose el propano a gasto másico constante.



#### IV. FLUJOS CON GIRO (Swirl Flows):

##### Introducción a los Swirl Flows:

Los efectos catastróficos de los giros en los flujos reactivos o inertes son conocidos desde hace varios años. Tras años de estudio se ha demostrado que en ciertas ocasiones lo que se consideraba un efecto no deseado, se ha convertido en una particularidad estudiada con el fin de obtener beneficios de ella.

En la actualidad se estudia con detalle y se intenta caracterizar el comportamiento aerodinámico de una combustión estabilizada por giro. Este tipo de estudios puede mejorar cuantitativamente el diseño de futuras máquinas tales como centrales térmicas o turbomáquinas. Estudios teóricos previos y el desarrollo de programas de Simulación Computacional de Fluidos están permitiendo el avance de esta técnica que en un futuro no muy lejano puede cambiar la dependencia tan absoluta que tenemos de los hidrocarburos y permitirnos usar de un modo más eficiente los recursos que tenemos.

Los flujos de giro no son otra cosa que un remolino producido por una velocidad tangencial al movimiento axial de un fluido. Este fenómeno puede ocurrir por la interacción del fluido axial con unos álabes en alguna parte del recorrido, la aplicación de un fluido extra con componente tangencial o la entrada tangencial del fluido en una cámara de gases.

El grado de giro puede ser representado mediante la ecuación adimensional denominada *Número de Swirl*, dicha ecuación relaciona el flujo axial de momento angular dividido por el flujo axial de momento lineal y por el radio de salida.

$$S = \frac{G_{\theta}}{G_x R_o}$$

Siendo  $G_{\theta}$  el flujo axial de momento angular,  $\rho$  la densidad del fluido,  $u, w$  las componentes de la velocidad en el plano y  $r$  radio característico:

$$G_{\theta} = \int_0^{\infty} (\rho u w) \cdot r^2 dr$$

$G_x$  el flujo axial de momento lineal:

$$G_x = \int_0^{\infty} (\rho u^2) \cdot r dr$$

y  $R_o$  el radio de la tobera.





## **Flujos con giro en quemadores:**

Los flujos con giro se caracterizan por la superposición de la velocidad axial del chorro y una componente tangencial, resultando en un movimiento en espiral. Al imprimirse giro a la corriente, aparece un gradiente radial de presión a causa de la fuerza centrípeta, lo cual engendra succión en el centro y sobrepresión en las paredes.

Al salir este flujo del inyector (quemador) aparece una tendencia del chorro a abrirse. Esta tendencia puede originar tanta succión en el centro que atrae al fluido de las regiones corriente abajo y se crea un punto de remanso en el seno del flujo, apareciendo una zona de recirculación: es el fenómeno de rotura de vórtice. Esta recirculación sirve para estabilizar una llama, pero también aumenta el tiempo de residencia de los productos (Altas concentraciones de NO<sub>x</sub>).

El funcionamiento principal de una combustión Low Swirl es contrario al principio de funcionamiento de la combustión High Swirl estudiadas a lo largo de estos años. Inicialmente se pensaba que este tipo de métodos no sería factibles debido a que al tratarse de llamas de baja velocidad y estando cercanos al punto de apagado no serían capaces de estabilizarse, pero una vez demostrado en laboratorios que los ensayos eran positivos cada vez más ingenieros e investigadores empiezan a ver con buenos ojos la utilización de este tipo de técnicas para futuras aplicaciones industriales.

Ahora las preguntas que surgen es como se comportaran este tipo de llamas dentro de grandes cámaras de combustión complejas y los efectos que tendrán el tamaño de los quemadores y como se comportara el flujo divergente.

## **High Swirl Burners:**

Se denomina High Swirl Burner a cualquier quemador estabilizado por giro relativamente moderno. Estos quemadores producen un alto grado de giro, en torno a un número de Swirl de  $S=1$ .

Este tipo de quemadores suelen tener una serie de álabes con la que se imprime el giro al fluido. Suelen tener geometrías poco variables ya que su grado de funcionamiento no suele cambiar o necesitar regímenes diferentes.

Se suelen utilizar en la industria en gran cantidad de aplicaciones ya sean quemadores de carbón de las últimas décadas o calderas industriales.

El funcionamiento de este tipo de quemadores se basa en la rápida expansión del fluido a su salida del difusor.

Debido a que el fluido se encuentra girando poco antes de llegar al final del difusor, este mantiene una velocidad angular de giro aplicada por los álabes y una vez fuera del tubo se expande por inercia produciendo una caída de la velocidad del fluido. Esto permite que un quemador de este tipo de bajas dimensiones pueda tener una potencia considerable debido a que no necesita un gran volumen como un quemador tradicional.

Esta rápida expansión del fluido permite que el combustible se consuma correctamente y lo más importante, que la temperatura alcanzada dentro sea mucho menor que en un quemador tradicional, permitiendo así la reducción de NOx.

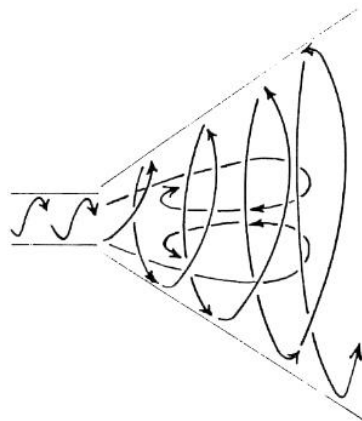


Figura 4.1: Principio de funcionamiento High Swirl Burner ( $S > 0.6$ ) <sup>(2)</sup>

### Low Swirl Burners:

Durante la segunda mitad de los años 90 se ha estado desarrollando una tecnología basada en la creación de quemadores estabilizados mediante “low swirl”.

Se conoce que los valores críticos para el factor Swirl eran valores superiores a 0,6. Esta tecnología se centra en la obtención de llamas estabilizadas mediante un giro con valores inferiores a lo que es el valor crítico del número de swirl ( $S < 0.6$ ).

El principio de funcionamiento consiste en la obtención de una recirculación débil del fluido a su salida del difusor con el fin de obtener un punto de remanso o un punto de velocidad cercana a cero para poder posicionar la llama y realizar una combustión más completa.

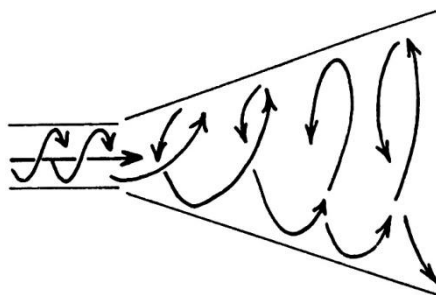


Figura 4.2: Principio de funcionamiento Low Swirl Burner ( $S < 0.4$ ) <sup>(2)</sup>

### Simulación de un quemador LPP estabilizado por giro

Solo en determinados casos de velocidad se consigue una recirculación del fluido debido al gradiente de presiones creado en la zona central por el flujo al salir rápidamente. Pero eso no implica que no se pueda entonces conseguir una zona estable. Otro modo de obtener una zona de estabilidad es reducir el flujo axial de combustible, esto provoca que al expandir el fluido a su salida del quemador este cree perfiles de velocidad mas suavizados en la zona media pudiendo darse en alguno de esos puntos velocidades cercanas a cero para poder estabilizar la combustión.



**Figura 4.3: Llamas estabilizadas mediante Low Swirl <sup>(3)</sup>**



## V. PARAMETROS DE LA SIMULACIÓN:

### Introducción:

La simulación de elementos finitos es una técnica muy utilizada en la actualidad debido a su facilidad de uso en situaciones de elementos complicados o caros.

Este método permite la discretización del elemento (mallado) y su posterior estudio dinámico o cinético. Este método permite la obtención de resultados numéricos aproximados a los reales.

Los cálculos se realizan sobre el dominio o volumen de control, discretizado en pequeños diferenciales de área o volumen. Cuanto más pequeño sean estos diferenciales más precisos serán los resultados obtenidos.

En el caso de los fluidos, los programas se denominan CFD, siglas que en inglés corresponden a *Computational Fluid Dynamics*, Simulación dinámica de fluidos en castellano.

Estos programas siguen el mismo principio que los programas de elementos finitos para los sólidos, se hace un volumen de control del elemento a estudiar y se discretiza el dominio. La diferencia es que en el caso de los sólidos, siguen unas ecuaciones de gobierno diferentes que los fluidos.

### Ecuaciones de gobierno de los fluidos:

Antes de hablar de que ecuaciones o principios que siguen los fluidos, debemos aclarar que significa el término fluido dinámica.

Se trata del estudio del comportamiento dinámico de un gran número de partículas en movimiento. Se considera que un fluido es continuo cuando tiene suficiente densidad para transmitir velocidad de un modo homogéneo.

Sabiendo esto, podemos definir conceptos como velocidad, presión, temperatura, densidad y otras propiedades de un fluido.

La ecuación principal esta expresada en derivadas parciales y está basada en el comportamiento dinámico de un fluido determinado por tres leyes fundamentales:

- Conservación de la masa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho v) = 0$$

En todo proceso químico o reacción la suma de la masa consumida de los productos debe ser igual a la más obtenida de los reactivos. Esta teoría fue postulada por Lavoisier y es más conocida como Ley de Lavoisier.



- Conservación de momento cinético:

$$\rho \left( \frac{\partial \rho}{\partial t} + v \cdot \nabla(\rho v) \right) = -\nabla p + \nabla \zeta' + \rho \cdot g$$

Esta ley viene a explicar que todo cuerpo tiende a mantener su estado inicial (inercia), en el caso de una partícula en movimiento. Dicho cuerpo tiende a mantener su velocidad que multiplicada por su masa es la cantidad de movimiento (esto lo expresa la parte izquierda de la ecuación) por otro lado la energía se disipa por los efectos externos al mismo (fricción, gravedad, presión, etc.).

- Conservación de la energía:

Aplicación de la primera ley de la termodinámica, la energía de una partícula ni se crea ni se destruye, simplemente se transfiere. En el caso que estudiado no se utiliza ninguna relación dependiente de la energía.

En definitiva, la conservación en un fluido cualquiera significa que la variación total dentro del volumen de control se puede expresar como la suma de todos los procesos dentro de dicho volumen que generen o consuman energía, tales como fricción, presión sobre las paredes, variación de temperatura por pérdida o ganancia de calor...

### **Navier-Stokes:**

Hablar de fluidos es hablar de las ecuaciones de Navier-Stokes, dichas ecuaciones no lineales expresadas en derivadas parciales, describen el movimiento de los fluidos newtonianos. Dichas ecuaciones se basan en las tres leyes antes mencionadas.

No se disponen de soluciones generales para este conjunto de ecuaciones, salvo ciertos tipos de flujo y situaciones muy concretas. Esto se traduce en que no siempre se puede obtener un resultado analítico concreto y por ello es necesario realizar análisis numéricos para obtener resultados aproximados.

El caso que nos concierne no es una de esas excepciones y es necesario realizar los cálculos mediante modelos de turbulencia.



## **Computational Fluid Dynamics (CFD):**

Anteriormente, cuando hablábamos de un estudio dinámico de un elemento nos referíamos al estudio experimental de dicho elemento bajo un estado de cargas estáticas, dinámicas, condiciones ambientales...

Era y es común el uso de análisis dimensional con el fin de obtener a pequeña escala una situación exacta en la que el elemento de estudio pueda ser probado con la certeza que en una situación real se comportaría del mismo modo. Este tipo de estudios siguen siendo validos y aun son tremendamente fiables, de hecho no serán sustituidos, pero la implantación de programas de cálculo de elementos finitos y CFD ha ahorrado mucho tiempo y dinero a los ingenieros que ven como esta herramienta les permite hacer una valoración inicial y un estudio previo a la construcción de prototipos o la fabricación de series de piezas con el fin de usarlas en un banco de pruebas y no solo pruebas iniciales, también la realización a gran escala de modelos previamente probados y validados a escalas más pequeñas, que por tamaño no pueden ser instaladas en un laboratorio.

Otro de los beneficios de la implantación de programas CFD es el estudio no intrusivo de sistema. Cuando probamos en un ordenador el comportamiento dinámico no es necesaria la instalación de ningún elemento de medición, el cual pueda interferir con el sistema. Esto nos proporciona unos datos más fiables y una capacidad infinita para poder probar situaciones diferentes sin un coste adicional.

A pesar de que el avance de dichos programas que cada año es más evidente, aun no dejan de ser programas de simulación, siendo los resultados, aproximaciones tan precisas como el modelo elegido para el cálculo nos permita.

El funcionamiento de este tipo de programas se basa en la simulación de cada uno de los volúmenes o áreas diferenciales para cada estado temporal de acuerdo con el modelo elegido (ecuaciones impuestas), de las condiciones de contorno, de los parámetros establecidos inicialmente, características de los materiales, situación ambiental...

Básicamente el ordenador calcula lo que ocurre diferencial por diferencia y trata de llegar a una solución usando métodos iterativos para la resolución del sistema de ecuaciones numéricas derivadas del modelo empleado. En el caso bidimensional, los tres o cuatro lados de los diferenciales de área en forma de triangulo o rectángulo, y en el caso tridimensional analiza tetraedros o hexaedros.

Dichos diferenciales de área deben ser dimensionados previamente mediante la realización de una malla computacional. Dicha malla cumplirá las dimensiones y características del sistema a medir.



## VI. CREACION DEL MODELO:

### Introducción:

Una vez conocido el medio de simulación se buscara un modelo de simulación acorde a las especificaciones requeridas por un programa CFD.

Debido a las limitaciones de recursos informáticos, el modelo es bidimensional y respetara las medidas establecidas en el laboratorio. Dicho modelo se basa en el quemador que posee la Universidad Carlos III de Madrid en sus instalaciones de Ingeniería Térmica.

### Malla computacional del quemador:

Para el caso que nos concierne se ha decidido que se realizará una malla bidimensional con las dimensiones del difusor, tubos coaxiales de alimentación de aire-combustible y un volumen de control suficientemente grande como para no limitar o interferir en los cálculos.

Para simplificar un poco los cálculos y el tiempo de cálculo, se ha decidido realizar una malla que abarque solo la mitad del plano del quemador a estudiar con el fin de realizar simetría sobre el eje paralelo a los tubos coaxiales y obtener así un perfil bidimensional completo con la mitad de superficie computacional.

Como la zona crítica es la zona del quemador en esta parte la malla será mucho más precisa que en las zonas más alejadas en las que las aéreas diferenciales serán más grandes.

Un sistema que ofrece Fluent para el correcto dimensionamiento del mallado es el denominado  $Y^+, Y^*Value$ . Este método corresponde a uno de los tres sistemas de refinamiento de malla que ofrece Fluent.  $Y^+, Y^*$  permite al usuario comprobar el nivel de precisión de la malla en zonas próximas a la pared dependiendo del modelo que se elija para el cálculo turbulento, *Wall Function* o *Two layer model*.

Este método de refinamiento establece tamaños mínimos y máximos para obtener resultados correctos en las zonas cercanas a la pared y reescala o afina en consecuencia las zonas de malla fuera del rango permitido.

Al realizar esta adaptación de la malla el programa es capaz de realizar correctamente la simulación de las dos capas cercanas a la pared. La primera es una zona laminar donde el número de Reynolds de esa subcapa es pequeño, esta zona tiene dimensiones muy pequeñas. La segunda es una capa de transición entre la zona laminar y la turbulenta, el perfil de velocidad es logarítmico.

Esta adaptación permite que el programa tenga en cuenta ambas subcapas y pueda calcular correctamente los perfiles de velocidad a lo largo del tubo.

**Mallas:**

Ansys en su versión 12, nos proporciona un mallador mas avanzado que el tradicional Gambit. Este programa permite incluso la realización de ciertos cálculos antes de la importación de la malla a Fluent además de aportar un interfaz grafica mucho más intuitiva y precisa que Gambit.

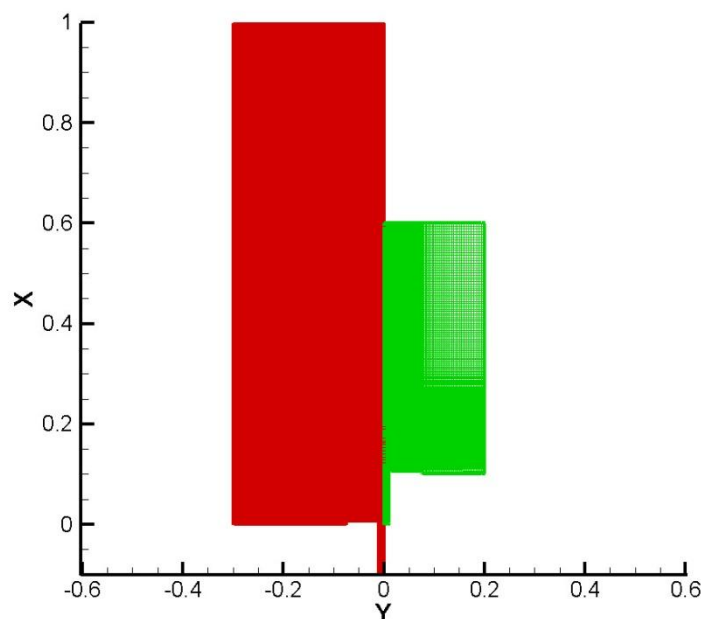
Inicialmente se realizo un mallado vertical y completo del plano del quemador. Tras varias pruebas se decidió realizar solo la mitad del plano debido a que Fluent realiza una simulación Axilsimétrica en dirección del eje X, por esa razón también se decidió girar 90 grados la figura dejando en el eje X la velocidad axial y siendo Y el plano radial.

**Mallado #1:**

Tras realizar varias pruebas con el mallador y descubrir su funcionamiento gracias al tutorial que Ansys ha preparado para los usuarios (ICEM CFD v.10.0). Se realizó una primera malla tan precisa como se considero necesaria y que seguía una distribución lineal entre nodos.

Dicha malla tenía más de 544.000 nodos y cerca de 1.500.000 caras, el problema principal consiste en que la versión académica que posee la universidad no puede procesar tal cantidad de nodos, no por problemas de incapacidad, sino cuestiones legales con la licencia, la cual impide manejar mallas de más de esa cantidad de nodos.

La malla tenía unas dimensiones de más de 1 metro de alto y 0.6 metros de ancho.



**Figura 6.1.1: Diferencia de tamaño entre mallas #1 y #5**





Simulación de un quemador LPP estabilizado por giro

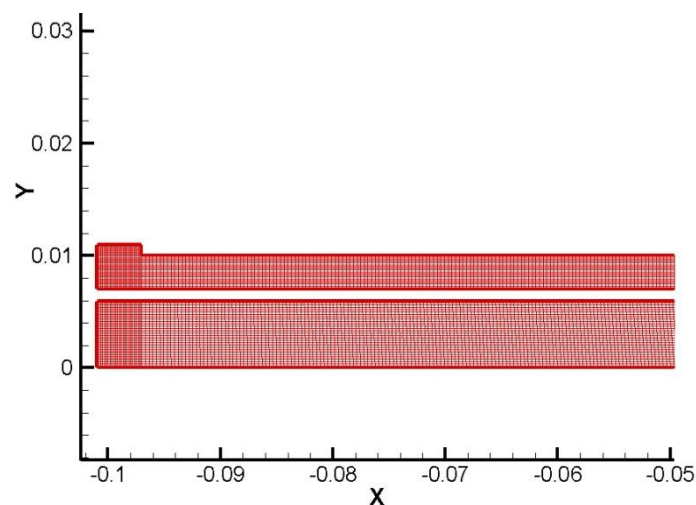
La malla #1 se probó en un ordenador con licencia comercial de Fluent y las operaciones tardaban en torno a una semana. Tiempo demasiado largo para poder realizar cambios sobre ella con cierta rapidez.

### **Mallado #2:**

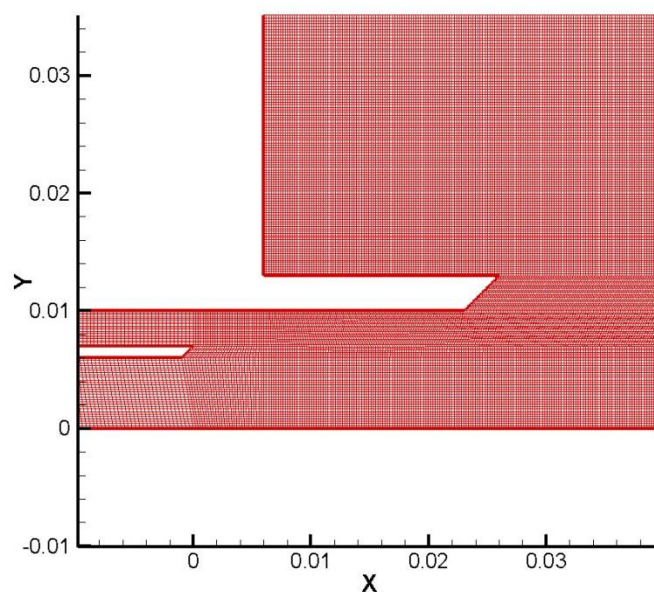
Tras encontrar ciertos problemas a la hora de procesar la malla con un ordenador de usuario, se decidió reducir las dimensiones de la malla con el fin de permitir el cálculo.

Esta malla no era muy diferente a la que se usó anteriormente pero su distribución de nodos no era lineal, lo que permitía seguir dando precisión a la parte de la salida de gases y zona de los tubos y dejar un mallado mayor en la parte alta de la malla.

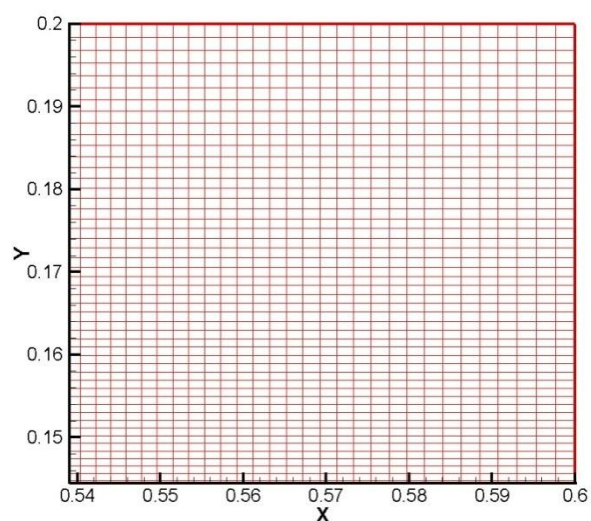
La malla tenía unas dimensiones de 0.2 metros de ancho frente a 0.6 metros de alto, a esto hay que sumarle la parte del tubo que medía 0.101 metros, lo que nos deja unas dimensiones totales de 0.701 metros de alto frente a los 0.2 de ancho y una cantidad total de nodos que superaba el medio millón con más de un millón de caras.



**Figura 6.1.2: Detalles de la malla en la zona de salida de gases**



**Figura 6.1.3: Detalle malla salida de las toberas**



**Figura 6.1.4: Detalle malla parte superior**

Los diferenciales más pequeños los encontrábamos en la parte inicial del tubo a la salida de la cámara de gases, los cuales contaban con un área aproximada de  $0.02777 \text{ mm}^2$  con un lado de  $0.1666 \text{ mm}$ . Las áreas más grandes se encontraban en la parte superior de la malla que tenía un área  $1.6 \times 2.5 \text{ mm}^2$ .

Las iteraciones de la malla para cálculos básicos de convergencia duraban cerca de un día y los resultados obtenidos no se ajustaban a los que esperábamos obtener.

**Mallado #3:**

Tras no obtener los resultados esperados, se decidió además de darle una distribución logarítmica a lo largo de su eje X (longitudinal), realizar ciertos ajustes en las zonas críticas.

En los tubos se realizaron distribuciones parabólicas, con el fin de quitar densidad de malla en la zona central del tubo donde el fluido debido a que en esa zona es un flujo libre, prácticamente no tiene pérdidas de carga, y centrarse en la parte de las paredes realizando ahí un mallado más preciso con el fin de obtener datos más fiables de cómo el fluido se desprende de la pared en su movimiento ascendente por las tuberías.

Alcanzada la salida de la tubería axial se decidió duplicar el mallado y mantenerlo así hasta la salida del difusor. En ese punto comenzaría la distribución logarítmica hasta el final de la malla.

Esta malla resultó ser mucho más eficiente que las anteriores, podíamos obtener resultados en un corto periodo de tiempo, de solo un par de horas o tres, y con resultados algo más acordes a los previstos.

Dichos resultados fueron comparados con los datos experimentales obtenidos en el laboratorio para los valores que luego comentaremos.

La malla obtenida tenía unas dimensiones más reducidas que la inicial lo que facilitaba la reducción de nodos considerablemente, dicha malla pasó a tener dimensiones de 0.2x0.6m. Esta malla constaba de tan solo 54.384 nodos, un orden diez veces más pequeño que las mallas realizadas inicialmente.

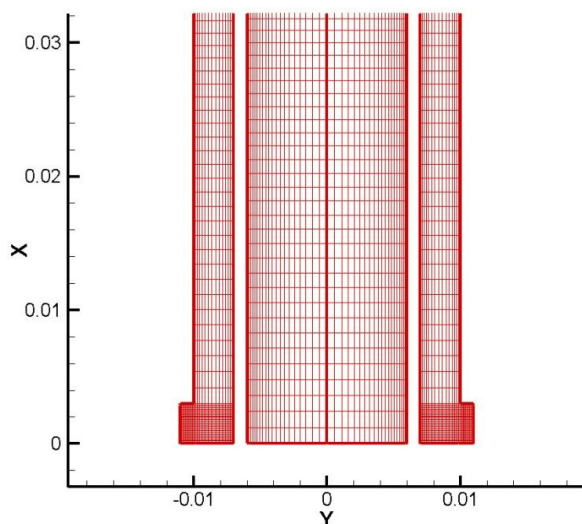


Figura 6.1.5: Detalle salida entrada de aire

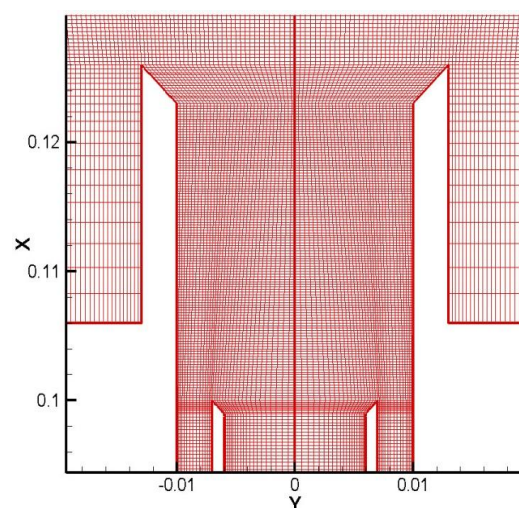


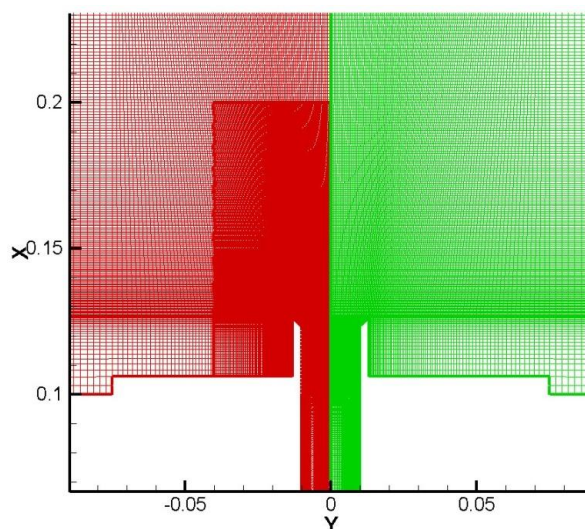
Figura 6.1.6: Detalle salida tobera

**Mallado #4:**

La idea de realizar un cuarto mallado es debido a que una vez vistos los resultados de la malla #3 podemos intentar realizar un remallado de la misma tratando de buscar diferencias en los resultados obtenidos con esta malla #4.

Si doblásemos la malla obtendríamos 4 veces más números de nodos con lo que nos pondríamos en 217.536 nodos, algo que ya se probó anteriormente sin éxito.

Pero como la parte crítica es la zona de los tubos y la salida de los gases por la tobera se decidió que la zona ideal de remallado sería la que comprende desde el inicio o la entrada de gases de los tubos hasta unos cuantos centímetros por encima del difusor, siendo esta zona de  $X,Y=(0,0)$  hasta  $X_1,Y_1=(0,2;0,04)$  metros. Aumentando así el número de nodos totales a 123.527 nodos.



**Figura 6.1.7: Diferencia de mallados salida difusor**

Esta malla resultó ser demasiado pesada de lo previsto y no representaba grandes diferencias en los contornos a la salida del difusor pero en cambio sí se podía apreciar ciertas mejoras en el cálculo de la pérdida de carga en el tubo comparando los perfiles de velocidad.

Eso llevo a pensar que sería más interesante realizar una malla en la cual, la salida de gases de la cámara hacia el tubo, tuviese un mallado mas progresivo, todo esto sin olvidar que dentro del tubo, el fluido ha perdido gran parte de su turbulencia y se comporta inicialmente como un flujo laminar.

Dicha característica obliga a mallar más detalladamente el inicio del tubo hasta unos centímetros aguas abajo de la entrada de gases en el tubo radial, esta zona representa un mallado poco uniforme en la malla #3 por lo que el fluido al realizar una entrada muy angulada, puede no ser caracterizado correctamente y no tener realmente en cuenta la perdida de carga a la entrada y a lo largo de la tubería.

### Mallado #5:

La malla es básicamente igual con la diferencia antes mencionada. La salida de gases es más progresiva permitiendo mejoras en el cálculo de las velocidades en el tubo.

La razón de no mallar también el tubo axial es que este no representa gran problema debido a que el fluido no tiene componentes radial o tangencial y el cálculo no es demasiado complejo además de tener un área mayor que la del tubo coaxial.

El remallado no ha representado gran aumento de nodos que de hecho no llegan a más de 60.000, permitiendo que el programa no emplee demasiado tiempo de cálculo como ocurría con el mallado #4, de hecho el programa llega a converger gran parte de los residuos con cerca de 15.000/18.000 iteraciones, pero se mantienen las 25.000 por precaución.

La malla #5 tiene 57591 nodos, solo 3200 nodos más que la malla #3.

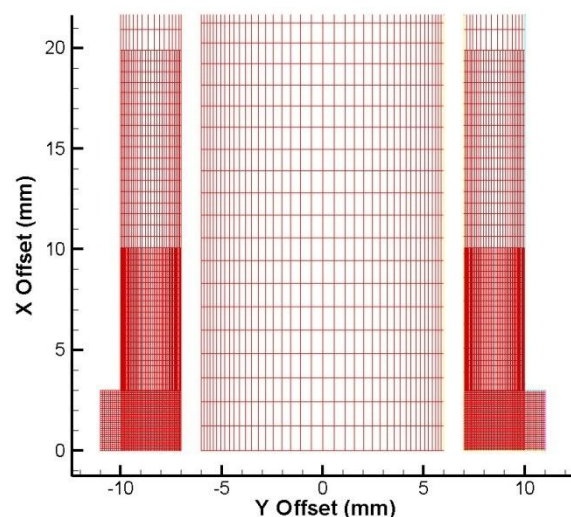


Figura 6.1.8: Detalle de entrada de aire

Características/Malla	#1	#2	#3	#4	#5
Dimensiones (m)	0,3x1,101	0,2x0,701	0,2x0,6	0,2x0,6	0,2x0,6
Numero de nodos	544.000	>500.000	54.384	123.527	57.591
Numero de caras	1.500.000	>1.000.000	105.907	242.190	112.120
Dif. Área mínimo (mm x mm)	-	0,16x0,16	0,1x0,1	$(7,14 \times 5)10^{-2}$	$(7,14 \times 5)10^{-2}$
Dif. Área máximo (mm x mm)	-	1,6x2,5	5x5,5	5x5,5	5x5,5
Tipo de mallado	Uniforme	No Uniforme	No Uniforme	No Uniforme	No Uniforme
Tiempo de calculo	1 Semana	<1 semana	3 horas	3,5 horas	3 horas
Resultados	Inexistentes	No validos	Validos	Validos	Validos
Valida	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>

Tabla 6.1.9: Características de las mallas



## METODOS DE CÁLCULO:

### DNS (Direct Numerical Simulation):

Direct Numerical Simulation o Método de simulación directa es una simulación usada en la resolución de problemas de CFD la cual utiliza las ecuaciones de Navier-Stokes para el cálculo completo de todo el proceso sin la utilización de modelos turbulentos. Es decir, que todo el espacio temporal y espacial turbulento debe ser calculado previamente.

Es sin duda el método más preciso para la simulación del comportamiento de un fluido pero también es el más complejo en cálculo computacional, siendo necesario cumplir ciertos criterios previos a la simulación.

Esta simulación calcula la producción, disipación y el comportamiento inercial de la energía a lo largo del tiempo.

Para el cálculo espacial de la turbulencia se usa la escala de Kolmogorov, asociada a la producción de energía cinética. La escala de Kolmogorov está dada por:

$$\eta = (\nu^3/\varepsilon)^{1/4}$$

Donde  $\nu$  es la viscosidad cinemática y  $\varepsilon$  es el ratio de disipación de energía cinética. Por otro lado la escala integral depende normalmente de la escala espacial de las condiciones de contorno.

Para resolver esto es necesario el número  $N$  de puntos a lo largo de la malla con los incrementos  $h$ .

$$Nh > L$$

De manera que la escala integral está contenido dentro del dominio computacional también:

$$h \leq \eta$$

Pudiendo resolverse la ecuación de Kolmogorov de esta manera:

$$\varepsilon \approx u^3/L$$

Siendo  $u'$  la raíz cuadrada media de la velocidad, siendo necesario que las tres dimensiones cumplan:

$$N^3 \geq Re^{9/4}$$

Siendo  $Re$  el número de Reynolds.





Simulación de un quemador LPP estabilizado por giro

$$Re = \frac{u'L}{\nu}$$

Por lo tanto, el tamaño del archivo usando DNS aumenta muy rápidamente cuando aumentamos el número de Reynolds. Además, como el tamaño aumenta también se necesita un aumento de memoria de procesamiento para poder calcular la solución. La integral del tiempo debe ser calculada un modo específico y debe realizarse en un intervalo de tiempo,  $dt$ , muy pequeño

Por eso, el coste computacional de una simulación DNS es muy alto en muchos aspectos, incluso para Números de Reynolds bajos. Para muchas aplicaciones industriales el número de nodos y cálculos necesarios sobrepasa incluso a las máquinas más potentes.

A pesar de todo, la simulación DNS es una herramienta fundamental para la investigación de flujos turbulentos. Usando DNS es posible entender experimentos numéricos que de otro modo serían difíciles o imposibles de entender en un laboratorio.

Además, las simulaciones DNS sirven en gran medida para realizar modelos prácticos LES de los modelos de turbulencia RANS.

Este método sería el ideal para poder calcular el funcionamiento de nuestro quemador pero debido a lo anteriormente expuesto resulta imposible hacer funcionar la malla en los equipos.

### **Large Eddy Simulation (LES):**

Large Eddy Simulation o simulación de grandes vórtices es otro método de simulación de flujos turbulentos usando una adaptación de las ecuaciones de Navier-Stokes. A diferencia del método directo (DNS) este método modela la turbulencia de pequeña escala (es decir del orden de la escala de Kolmogorov). Ya que no se calculan estas escalas, se tienen que modelar. Para ello se usan modelos de disipación de vórtices de pequeña escala y se integra su efecto sobre la disipación a las escalas más grandes. El modelo de disipación de pequeña escala deriva de los trabajos de Kolmogorov acerca de cómo un remolino disipa energía hacia su entorno, dependiendo de su geometría.

Este método no realiza el cálculo disipativo de energía, siendo éste modelizado para su cálculo (solo se resuelve la escala inercial, mediante el cálculo de remolinos de pequeña escala y universales).

En el modelo DNS se utiliza la escala de Kolmogorov para la resolución numérica de las ecuaciones. De manera similar en LES la resolución de las escalas baja hasta la micro-escala de Taylor. Para modelar el efecto de la disipación de las escalas más pequeñas



Simulación de un quemador LPP estabilizado por giro

que la de Taylor, se realiza un filtrado de la malla existente. Este filtro se denomina de “pequeña escala turbulenta”.

A pesar de utilizar una escala mayor que la escala de DNS, sigue siendo un método de cálculo que requiere un mallado muy detallado para llegar hasta la escala de Taylor. Esto es necesario para que el modelo de disipación siga siendo válido.

Este método se basa en el cálculo de las velocidades dentro de cada diferencial de volumen el cual a su vez es dividido en porciones, una vez obtenido el campo de velocidades puede calcularse la vorticidad del fluido, y a continuación determinar la disipación de esta escala.

Aun siendo un método menos exigente en términos de mallado que la simulación numérica directa, sigue demandando demasiada potencia de cálculo para su realización en un ordenador de sobremesa.

### **Reynolds Average Navier-Stokes (RANS):**

Se denomina modelo turbulento a las ecuaciones a la adaptación de las ecuaciones de Navier-Stokes para la predicción de cómo se comporta la turbulencia en un fluido. Existen varios modelos de turbulencia, cada uno adaptado a una situación determinada, dando mayor peso a los resultados que más interés o más críticos pueden ser. El modelo más básico que se conoce es el denominado Ley de la pared y predice el desprendimiento de la capa límite de un fluido a su paso por una pared, pero solo es válido para flujos muy cercanos a la misma.

Para nuestro caso necesitaremos un modelo que simule correctamente, o en su defecto lo más aproximado, el comportamiento de un fluido con inercias de giro, bajo una serie de parámetros establecidos.

### **Flujos turbulentos:**

Una de las consideraciones que Fluent utiliza para realizar la simulación de flujos turbulentos es un modelo de cálculo de la ecuación de transporte de la velocidad media de Reynolds. Esta ecuación permite a Fluent simplificar los cálculos para la obtención de la velocidad en el espacio.

Dicha relación se basa en la primera de las leyes de Navier-Stokes, la conservación de la masa en el sistema:

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} = 0$$

Donde la relación es igual a cero en un sistema estacionario,  $u, v$  corresponden a las velocidades en los ejes  $x, y$ .





Simulación de un quemador LPP estabilizado por giro

De ahí se deduce la ecuación de transporte de la velocidad media de Reynolds:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \cdot \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{u'_j u'_i}) = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \nu \cdot \nabla^2 (\bar{u}_i)$$

Siendo  $u_i$  la velocidad del fluido,  $\bar{u}$  la velocidad media y  $u'$  la fluctuación turbulenta y expresándose como:

$$u_i = \bar{u} + u'$$

Debiendo expresar  $(\overline{u'_j u'_i})$  para cada modelo de turbulencia, debido a que se tratan de términos disipativos de la velocidad y pudiendo despreciar  $\nu \cdot \nabla^2 (\bar{u}_i)$ , términos relacionados con la variación temporal de la velocidad de valor más pequeño que la media de velocidad.

### Modelos de turbulencia:

Modelos descartados inicialmente:

#### •Modelo no viscoso:

Este modelo no tiene en cuenta los efectos de la viscosidad del fluido debido a que para números de Reynolds muy altos los efectos viscosos del fluido son mucho más pequeños que las fuerzas de inercia del mismo.

El número de Reynolds es un valor adimensional que expresa la relación entre las fuerzas de inercia y los esfuerzos viscosos. Esta relación nos indica que para números de Reynolds altos, los esfuerzos viscosos no representan una gran disipación de energía frente al avance del fluido. Siendo este modelo útil para números de Reynolds muy altos y flujos libres.

#### •Spalart-Allmaras:

Este modelo está diseñado para aplicaciones aeroespaciales donde el flujo tenga alta velocidad y cálculos cercanos a la pared. Posee una ecuación de cálculo.

Spalart-Allmaras es un modelo de turbulencia de una sola ecuación que resuelve la ecuación de transporte de la viscosidad con variable  $\nu$ .



## Modelos aceptables:

### K-Épsilon:

El modelo K-Épsilon es uno de los modelos más comunes entre los modelos de turbulencia. Se trata de un modelo que posee dos ecuaciones con las cuales podemos cerrar el sistema pudiendo calcular las ecuaciones de transporte y calcular los efectos de la convección y de la difusión de la energía a lo largo del tiempo.

La primera variables, es la energía cinética turbulenta denominada ***K***. La segunda variables de la ecuación del modelo de transferencia es  $\epsilon$ , dicha variable determina la escala de turbulencia y ***K*** la energía en la turbulencia.

Hay dos formulaciones principales del modelo K-Épsilon. Uno de ellos *Modelos Standard K-Épsilon* La idea principal era la de mejorar la mezcla del fluido a los largo del espacio y encontrar una alternativa algebraica para describir de un modo más preciso la escala de longitudes del modelo turbulento en situaciones de complejidad media o alta.

El modelo K-Épsilon es útil para los modelos donde existen esfuerzos tangenciales con gradientes de presión pequeños. También para caracterizar condiciones de contorno en las paredes y flujos internos, siendo también en estos casos, necesario que un gradiente de presión media sea pequeño, como se ha demostrado con comparaciones experimentales. Este tipo de modelo de turbulencia es una buena elección para el cálculo de flujo de entrada y compresores.

#### •K-Épsilon Standard:

Este modelo permite la resolución de las velocidades y la escala de longitud de un modo independiente, mediante el uso de las dos ecuaciones de transporte.

Es un modelo *semi-empírico* basado en las ecuaciones de la energía cinética turbulenta ***K*** y la disipación de energía  $\epsilon$ .

La ecuación de transportes de la energía cinética es la derivada directa de las ecuaciones de Navier-Stokes y la disipación  $\epsilon$  es una adaptación física.

Fluent define en su manual de usuario, que este modelo sirve para casos de turbulencia completa, siendo los efectos viscosos despreciables. Además recomienda este modelo para la obtención de valores preliminares.



Simulación de un quemador LPP estabilizado por giro

Este modelo no diferencia la turbulencia en las 3 direcciones y casi no tiene en cuenta el efecto de la velocidad en el plano Z, ( $V_{tg}$ ). Para el cálculo de cantidad de movimiento si toma valores de  $V_{tg}$ , pero obvia este dato en el cálculo de turbulencia.

#### •K-Épsilon RNG (Renormalization Group Theory):

Es una variante del modelo Standard de K-Épsilon, en este caso tiene un término adicional de Épsilon. Está diseñado para el cálculo de flujos forzados y Swirl flows.

Además los otros modelos están pensados principalmente para cálculos con Reynolds altos, siendo el modelo RNG mejorado para Reynolds bajos para el cálculo de la viscosidad turbulenta, permitiendo una mejor caracterización de los contornos de la pared.

El modelo RNG fue desarrollado usando el método de *Yakhot Et Al* tratando de simplificar las ecuaciones de Navier-Stokes, basándose en los efectos de modelos de movimiento a pequeña escala.

Este modelo usa las dos componentes de la velocidad para simular la rotación en el plano que falta. En el modelo Standard la vorticidad es calculada por una variable unidimensional. Lo que significa que solo ese plano de cálculo es usado para el cálculo de la difusión turbulenta calculando matemáticamente la componente del plano Z.

Mediante la aproximación RNG de K-Épsilon podemos determinar matemáticamente los dos planos obviados con el modelo Standard con el fin de obtener resultados más fiables.

Aunque la técnica para derivar las ecuaciones del modelo es algo revolucionaria para su tiempo, no se ha empleado mucho. Se ha demostrado que ofrece una mejora en flujos con giro (como en nuestro caso), pero en casos mixtos no resuelve correctamente. Resuelve muy lentamente los modelos y a la hora de caracterizar vórtices no muestra una gran diferencia con su predecesor. El caso ideal para este modelo sería flujos “indoor”, es decir, en espacios cerrados.

#### •K-Épsilon Realizable:

A pesar de tratar mejor la ecuación de disipación de energía  $\varepsilon$ , debido a un modelo más complejo. Aun así no trata bien los flujos con Swirl.

La diferencia con el modelo Standard es que calcula la disipación de la energía cinética de un modo diferente.

Esta reformulado para calcular de un modo más preciso la viscosidad turbulenta. Además mejora la ecuación de transporte de la disipación Épsilon respecto al modelo estándar, siendo ésta una derivada de la vorticidad media.



El concepto Realizable, significa que matemáticamente se acerca más a las teorías de Reynolds de la física de flujos turbulentos.

Inicialmente este modelo predice de un modo correcto flujos con giro para ambos planos, pero para flujos que impliquen gradientes de presión grandes en la pared.

### **K-Omega:**

Es un modelo semi-empírico basado en el cálculo de la energía cinética turbulenta y el radio de disipación de una función  $\omega$ , la cual está relacionada con el valor  $\varepsilon$ .

Este modelo ha sido implementado a lo largo de los años, añadiendo términos a sus ecuaciones de transporte con el fin de obtener resultados más precisos. Estas mejoras han ayudado a la predicción de flujos cortantes libres. Existen correcciones para determinar flujos con numero de Reynolds bajo.

Este modelo está basado en el efecto de la vorticidad de gran escala para caracterizar la turbulencia. Su error se minimiza cuando existen gradientes de presión grandes, pero el tratamiento de los swirls no lo simula correctamente para el caso que nos concierne debido a que al encontrarnos en una situación bidimensional el plano de swirl no está dentro del mallado.

Debido a que este modelo solo posee un plano, es capaz de simular solo dos de las tres componentes de velocidad lineal del fluido. Pudiendo solo calcular uno de los rotacionales perpendicular a dichas componentes de velocidad. Por lo tanto este modelo turbulento obtiene resultado interesante para mallas de 3D, pero puede no tratar demasiado bien las mallas de 2D al no poder calcular correctamente el valor de  $\omega$ .

Este fue el primer modelo a simular, debido principalmente porque según los resultados obtenidos por los estudios realizados por *Karlsruhe Institute of Technology*.

Su estudio se basa en la simulación de un quemador similar al que se pretende estudiar. Se trata de un quemador con dos salidas (axial y tangencial) colocadas en posición inversa al modelo de estudio propuesto.

Además dicho quemador es de dimensiones mayores ya que su gasto másico es considerablemente mayor al que se utiliza en el quemador del laboratorio de Ingeniería Térmica.

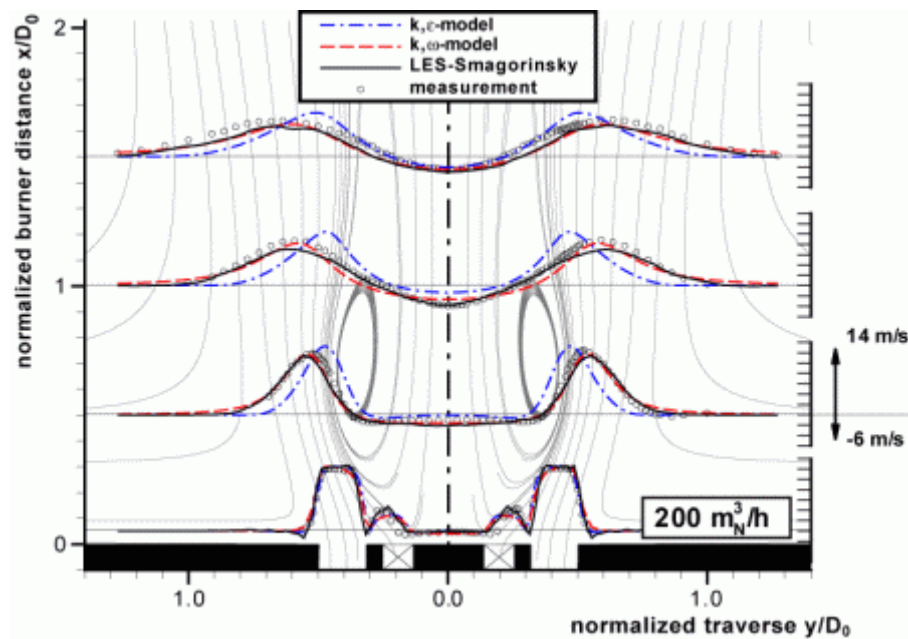


Figura 6.2.1: Velocidad Axial quemador del instituto tecnológico Karlsruhe <sup>(4)</sup>

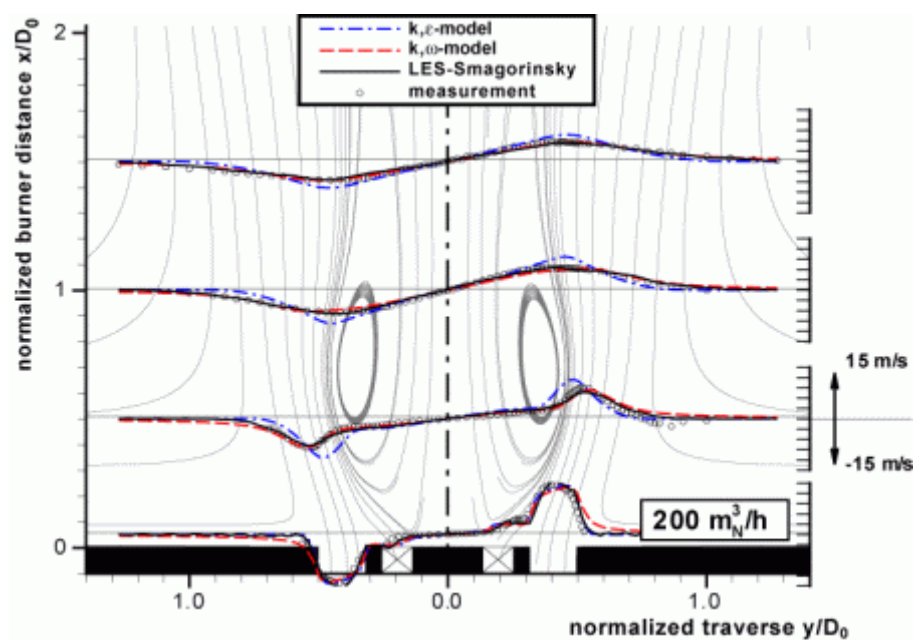


Figura 6.2.2: Velocidad tangencial quemador del instituto tecnológico Karlsruhe <sup>(4)</sup>

Su estudio realiza tres simulaciones, dos modelos RANS (K-Épsilon y K-Omega) y una simulación LES, parecía que de entre los modelos de turbulencia K-Épsilon y K-Omega era el más preciso.

Ellos disponen de una malla tridimensional capaz de simular velocidades que en nuestro caso es imposible. Esa malla es de dimensiones mayores a la nuestras, primero porque el quemador es más grande lo cual es lógico que el mallado sea también



Simulación de un quemador LPP estabilizado por giro

mayor. Y por otra parte porque realizan también simulaciones usando el método de cálculo LES, el cual exige una mallado muy superior al que se ha realizado.

### **Reynolds Stress Tensor:**

Este modelo es mucho más completo que los modelos turbulentos K-Épsilon y K-Omega pero también necesita unos ajustes más complejos debido a que se trata de un modelo con 7 ecuaciones para el cálculo de las componentes de velocidad y disipación de energía.

Debido a que hemos comprobado que el modelo K-Épsilon cumple bastante bien los criterios de cálculo y se ajusta correctamente a los valores experimentales, se ha decidido que no era necesario entrar a probar el modelo Reynolds Stress Tensor.



## VII. RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN:

### Validación del modelo:

Debido a la imposibilidad de acceder a ordenadores de alto rendimiento pensados para el cálculo con mallas computacionales tridimensionales y con gran cantidad de nodos (varios millones en nuestro caso). Es necesario realizar un estudio bidimensional con un número reducido de nodos.

Lo cual obliga a descartar los métodos de resolución numérica directa (DNS) y el método de simulación de grandes vórtices (LES). Lo que nos deja los métodos de cálculo RANS.

Dentro de estos métodos de cálculo, como hemos comentado anteriormente, nos quedaremos con los siguientes modelos con los que se realizarán las simulaciones:

- K-Omega
- K-Épsilon Standard
- K-Épsilon Realizable
- K-Épsilon (RNG)

Para determinar si el modelo predice correctamente el flujo, se compararán con resultados experimentales los perfiles de velocidad axial y tangencial (Swirl) a la salida del difusor a varias alturas aguas abajo de la tobera del quemador.

Para completar el estudio, se realizará también una comparación de los contornos de velocidad medidos con los resultados experimentales.

### Cálculos previos:

En los tres modelos K-Épsilon se pondrá como condición de cálculo la opción “Enhanced Wall Treatment”, con esta opción el programa tendrá más en cuenta la disipación de energía producida por el rozamiento del fluido con las paredes del tubo. Además se tienen en cuenta el efecto de los gradientes de presión en la pared, fundamentales para predecir desprendimientos. Y para el caso del modelo K-Ep RNG además se activará la función “Swirl Dominated Flow”, lo cual da mayor peso a la disipación de energía producida por el giro del fluido.

Se probarán diferentes valores de Reynolds con el fin de comparar los resultados con los valores experimentales del laboratorio comenzando con un valor de Reynolds de 5.800 y 10.000, valores cercanos a los ensayados en laboratorio de 5.760 y 10.000.

Sabiendo que el número de Reynolds  $Re_D$  se define como:

$$Re_D = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu}$$



Simulación de un quemador LPP estabilizado por giro

Siendo  $V$  la velocidad en el conducto,  $D$  una longitud característica del flujo,  $\mu$  la viscosidad dinámica y  $\rho$  la densidad del aire en condiciones de  $P=1$  atm y  $T=300$ K.

Dicha fórmula la podemos relacionar con el gasto másico que entra en el quemador, el cual podemos medir mediante caudalímetros colocados en los tubos de entrada axial y tangencial. La expresión del gasto másico es:

$$\dot{m} = V \cdot \rho \cdot \pi \frac{D^2}{4}$$

Siendo esta la fórmula general en una tubería. Si la aplicamos para el caso que nos concierne que es la entrada del fluido por la abertura inferior de la cámara de gases podemos expresarla de la siguiente manera:

$$\dot{m}_e = V_r \cdot A_e \cdot \rho$$

Donde  $V_r$  es la velocidad de entrada del fluido perpendicular al área de entrada  $A_e$ , la cual es la distancia entre la base de la cámara de gases y el final del tubo exterior a lo largo de su perímetro.

$$A_e = h \cdot \pi D_e$$

La última relación expresa el área de entrada del fluido, siendo  $h$  la distancia entre el final del tubo exterior y la base de la cámara de gases, multiplicada por el perímetro de un círculo.

Si relacionamos las dos fórmulas mediante la densidad obtenemos lo siguiente:

$$Re_D = (4 \cdot \dot{m}_e) / (\pi \cdot \mu \cdot D)$$

Si sustituimos  $\dot{m}_e$  por el valor antes expresado, obtenemos la fórmula final del Reynolds relacionado con el gasto másico:

$$Re_D = \frac{4 \cdot \rho \cdot h \cdot D_e \cdot V_r}{\mu \cdot D}$$

Mediante esta fórmula que relaciona gasto másico y número de Reynolds, podemos obtener el valor de  $V_r$  para cada Reynolds calculado, y de esta manera obtener la condición de entrada al quemador.

Inicialmente partiremos con valores de  $V_{axial}=0$  por lo que solo necesitamos obtener valores iniciales de  $V_{tangencial}$ .

Para el cálculo de  $V_{tg}$ , se ha determinado experimentalmente que el valor de la velocidad tangencial de entrada al conducto es 1.5 veces el valor de su velocidad





Simulación de un quemador LPP estabilizado por giro

radial. Esto se ha determinado comprobando que es el valor que conserva el momento angular entre las entradas y a la salida de la tobera.

Dicho valor ha obtenido mediante la medición de las tres componentes de velocidad a la salida de la tobera, mediante mediciones PIV realizadas en otros proyectos. Con ello podemos concluir que los valores de velocidad tangencial y radial siguen esta relación a la entrada:

$$\frac{V_{\theta}}{V_r} = 1.5$$

Con estas relaciones tenemos caracterizados los valores de velocidad para cada número de Reynolds. Pero además de las velocidades en cada caso ha estudiar es necesario ajustar una serie de valores y parámetros antes de iniciar cualquier iteración.

Por último cabe destacar que el fluido que se simula es aire, este es un fluido compresible pero para facilitar los cálculos ponemos como condición que se trata de un fluido incompresible, manteniendo su densidad constante en todos los puntos del mallado, esto lo podemos justificar debido a que el número de Mach es bajo y, en la realidad, la variación de densidad resulta prácticamente despreciable.

### **Condiciones de contorno:**

Si consideramos importante la realización de una malla acorde con los resultados que queremos obtener y a su nivel de precisión, es igual de importante especificar correctamente las condiciones de contorno en las que se encuentra nuestra malla (geometrías de entrada del aire, densidad, temperatura y presión de trabajo...).

Una vez importada la malla a Fluent, se vuelve a escalar la malla que fue realizada en milímetros, ya que el programa interpreta todas las dimensiones en metros. Además se debe especificar al programa que se trata de una malla bidimensional axil-simétrica (componente cilíndricas y no cartesianas) con componente tangencial y los cálculos se realizarán suponiendo que nos encontramos en un estado estacionario.

Las condiciones de contorno que nos encontramos en el quemador son relativamente sencillas. La malla es una simplificación de la geometría real del quemador y solo se ha mallado el entorno cercano al cono de salida de gases, por lo tanto todas las superficies a excepción de las entradas de aire se consideran que cumplen la condición de contorno pared. Esto significa que la velocidad del fluido en la pared es cero.

Las entradas de aire a los tubos se consideran una entrada de material, en este caso aire con una velocidad de entrada constante y de valor dependiente del gasto másico de cada valor de Reynolds. Estas entradas se denominan también en Fluent como entradas de velocidad o “velocity inlet”



## Simulación de un quemador LPP estabilizado por giro

Se considera que toda la superficie por debajo del quemador está libre de restricciones, lo que implica que el aire puede fluir libremente, lo cual puede interferir e interfiere en la condición de la llama durante su funcionamiento añadiendo a nuestro volumen de control una cantidad no muy importante de aire pero se debe tener en cuenta en los cálculos. Por lo tanto la parte inferior/lateral del quemador corresponderá a otra entrada de aporte de fluido. Este valor será constante en todas las iteraciones y de valor 0,05m/s asemejando esta entrada a un movimiento natural del aire fluyendo por convección natural.

En el entorno del laboratorio, el quemador se encuentra suspendido sobre un soporte y a su alrededor solo se encuentran pequeños objetos de medición a una distancia mínima de 0,5 metros y una campana extractora a una distancia aproximada de 2 metros por encima del cono de gases.

La zona superior de la malla se considera como salida de gases aplicándole la condición de salida a presión constante. De este modo se dará continuidad a la salida de gases. Por último la zona que une la salida y la entrada lateral de aire, se considerara una pared, debido a que por problemas de convergencia Fluent es incapaz de calcular correctamente (converger) cuando tiene un punto con dos supuestas condiciones de presión constante. Lo cual nos obliga a poner condición de pared, esta zona está suficientemente lejos de la tobera de gases que su condición de contorno no interfiere en su funcionamiento en absoluto.

Determinadas las condiciones físicas y condiciones de contorno se debe tener en cuenta la geometría de entradas de gases. Esto es importante porque basa sus cálculos en las condiciones iniciales para el cálculo de la generación de energía cinética turbulenta y disipación energética.

En el caso del tubo axial, se trata de un tubo de diámetro  $D=12/14\text{mm}$  de geometría normal. Pero en el caso de la entrada tangencial de fluido son ranuras a lo largo del tubo exterior con geometría complicada y aristas. De tal forma que es necesario calcular un diámetro hidráulico de entrada del fluido tangencial y radial, el cual corresponde a un área en forma de toroide. Si igualamos el área hidráulica al área real obtenemos la siguiente expresión:

$$A_h = \frac{\pi D^2}{4}; A_r = h \cdot \pi D$$

Si igualamos las aéreas obtenemos que el diámetro hidráulico corresponde a:

$$Dh = \sqrt{4 \cdot h \cdot D} = 16.2\text{mm}$$

Siendo  $D$  el diámetro a la entrada del tubo que son 22mm y  $h$  la altura entre el inicio del tubo y la base de la cámara de gases.



## Simulación de un quemador LPP estabilizado por giro

Además se ha determinado que el valor de turbulencia a la entrada del tubo corresponde a valores de entre un cuarenta o cincuenta por ciento de turbulencia, dicho valor se considera un valor completamente válido debido a que la geometría de entrada de aire al tubo exterior resulta muy angulada.

Una vez realizada la caracterización de las condiciones de contorno se define el tipo de fluido. Este es aire a una temperatura de 300K, temperatura a la que se realizaron las mediciones PIV en el laboratorio del departamento de Ingeniería Térmica. La presión es 1 bar con lo que nos da unos valores aproximados de viscosidad dinámica y densidad de:

$$\mu = 1.846 \cdot 10^{-5} kg/m \cdot s$$

$$\rho = 1.1614 kg/m^3$$

### Valores 7.0: Valores de viscosidad y densidad <sup>(10)</sup>

Estos cálculos se realizan una vez ya que a partir de aquí las iteraciones se realizan sobre los casos ya iterados y no es necesario volver a definir ningún parámetro a excepción de las velocidades de entrada de fluido. De ese modo se simulará más rápido, sin que esto afecte en absoluto a los resultados obtenidos ya que podría considerarse como un cambio de régimen del quemador.

## Resultados y Comparaciones con datos experimentales:

Una vez realizadas una serie de iteraciones y pruebas a varios números de Reynolds y usando las tres mallas se determinó que las mallas que se usarán serán la malla #3 y #4.

Esto es debido a que son las mallas más adecuadas para poder comparar los datos obtenidos con los experimentos realizados en el laboratorio.

Se realizaron 25.000 iteraciones con cada uno de los modelos y las mallas a diferentes velocidades impuestas por el número de Reynolds experimental y el gasto másico del sistema en funcionamiento.

Inicialmente se realizan mediciones con velocidad cero en el tubo axial. Buscando comprobar la recirculación del fluido y tratando que Fluent realice la estimación de producción de turbulencia, recirculación y disipación energética.

Esta tabla representa los valores de velocidad radial y tangencial a la entrada de aire en el sistema.



Velocidades/Malla	#3 y #4	
Numero Reynolds	5.800	10.000
$V_{\text{radial}}$ (m/s)	5,79	9,98
$V_{\text{tangencial}}$ (m/s)	8,69	14,97
$V_{\text{axial}}$ (m/s)	0	0

Tabla 7.1: Tabla velocidades entrada de aire.

Para el estudio de cada valor de Reynolds se compararán los perfiles de velocidad axial y tangencial (Swirl) con el fin de estimar cual de los modelos turbulentos se aproxima más a los datos experimentales obtenidos.

Las mediciones de los perfiles de velocidad se realizarán a distancias comprendidas entre 3, 26 y 39mm por encima de la salida de la tobera. Además se realizarán comparaciones de los contornos de cada modelo.

#### Modelo K-Omega:

Tras varios intentos de simularlo, fue imposible realizar una sola simulación debido a que el modelo no llegaba a converger nunca debido básicamente a que no puede calcular el valor de disipación de la energía  $\omega$ , ya que carece de plano de simulación por las restricciones del modelo bidimensional.

El valor de  $\omega$  en este modelo simula la disipación de energía cinética turbulenta en el plano pero es necesario para ello que existan dos planos de cálculo, uno axial, para la salida del fluido, y el otro para poder calcular su velocidad de rotación.

Al no tener dicho plano de rotación definido el programa no encontraba una solución y no llegaba a la convergencia de sus residuos.

Este modelo prometía buenos resultados debido a que tenía muy en cuenta el comportamiento del fluido girando, pero está claro que se deberá enfocar de otro modo el mallado si se quiere sacar partido del mismo.

#### Modelo K-Épsilon:

##### Reynolds 5800, malla #3:

En este primer caso se realizarán pruebas a los modelos K-Épsilon, Standard, Realizable y RNG con respecto a los valores experimentales con la malla #3. A continuación. Se presentan gráficas de comparación entre los valores experimentales y los resultados obtenidos con los tres modelos seleccionados. Los perfiles de velocidad se comparan a tres alturas distintas: a 3 mm aguas abajo de la tobera de salida, 26, y 39 mm.

## V. Axial +3mm:

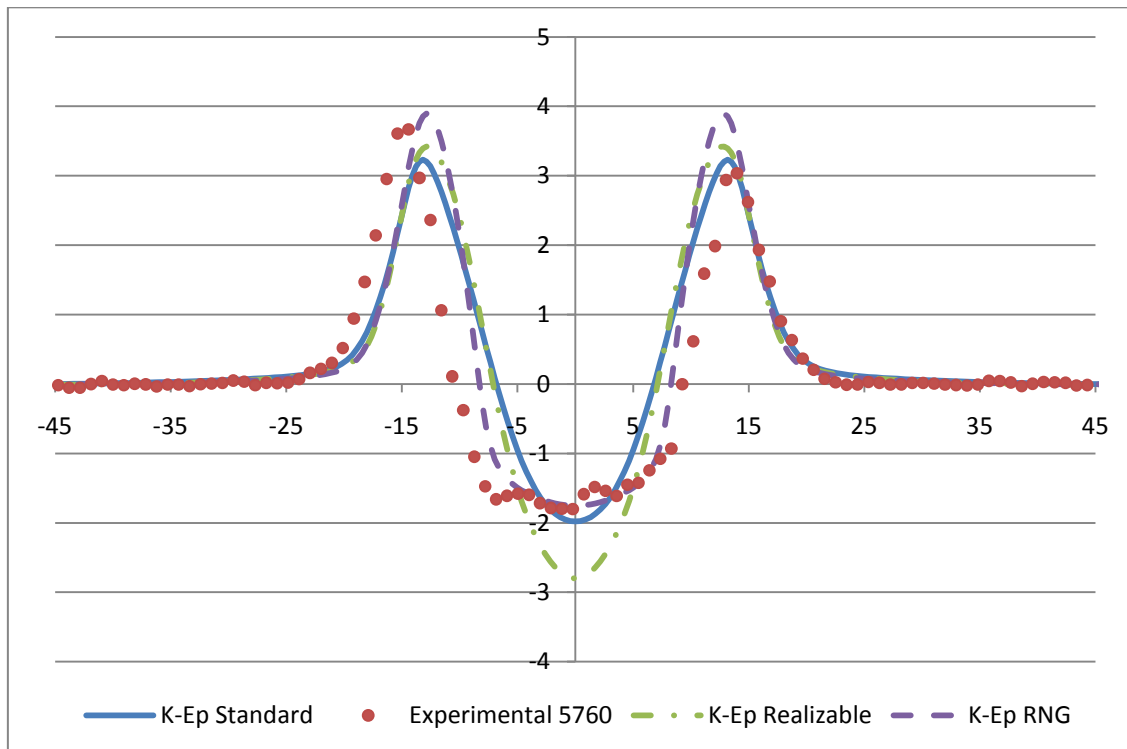


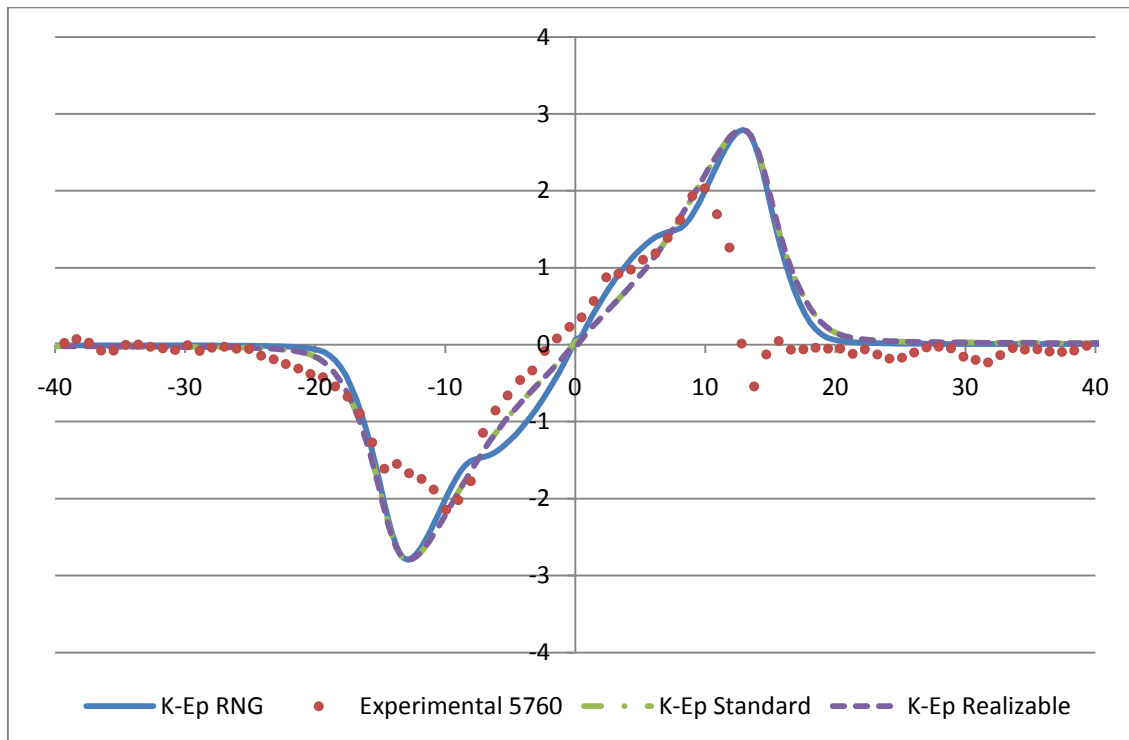
Figura 7.2: Perfil de Velocidad Axial  $Re=5.800$  (distancia=3mm)

Los valores de la simulación son simétricos al eje *axial*, siguiendo una tendencia bastante parecida a los datos experimentales, los cuales se acercan más a los simulados en la parte izquierda, esto puede ser debido a que la medición puede verse desequilibrada por muchos factores ambientales los cuales no suceden en la simulación.

Los modelos Realizable y Standard se aproximan a los datos tomados experimentalmente solo en los valores de velocidad máxima, pero disciernen en los valores de recirculación.

El modelo de turbulencia K-Ep RNG trata muy bien la recirculación del fluido, siendo esta zona la parte media de la función. En esta zona se aproxima muy correctamente a los valores obtenidos mediante la medición PIV en el laboratorio y realiza también muy bien la disipación de energía en los extremos de la función siendo ambas pendientes paralelas y en el caso de la zona izquierda algo menos parecida, debido a lo antes mencionando acerca de las condiciones ambientales del laboratorio (corrientes, fluctuación de la llama...)

### V. Swirl +3mm:



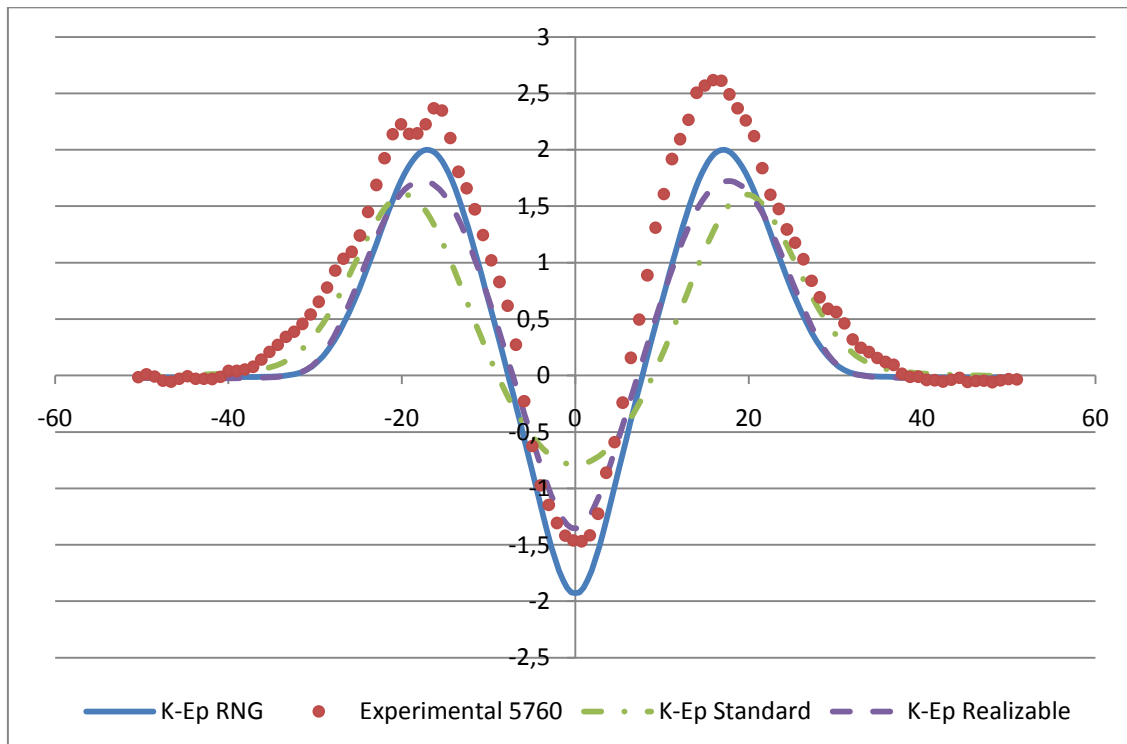
**Figura 7.3: Perfil de Velocidad Tangencial  $Re=5.800$  (distancia=3mm)**

En el caso de la velocidad tangencial ocurre algo similar. Los valores son parecidos en todos los casos pero solo el modelo RNG predice ciertas variaciones en la velocidad a lo largo de la pendiente, asemejándose a los valores experimentales.

Los valores experimentales son algo confusos debido a que la medición mediante PIV no ha sido del todo satisfactoria. Los valores de velocidad máxima no coinciden en ninguno de los valores. Pero si la pendiente la cual de nuevo el modelo RNG predice ciertas variaciones que no predicen los otros dos modelos.

Para valores por encima de 3 mm, el perfil de velocidad tangencial experimental presentaba un contorno más acorde con los esperado, lo que nos hace pensar que los datos no son del todo correctos en la velocidades máxima pero si siguen una tendencia en su pendiente.

## V. Axial +26mm:



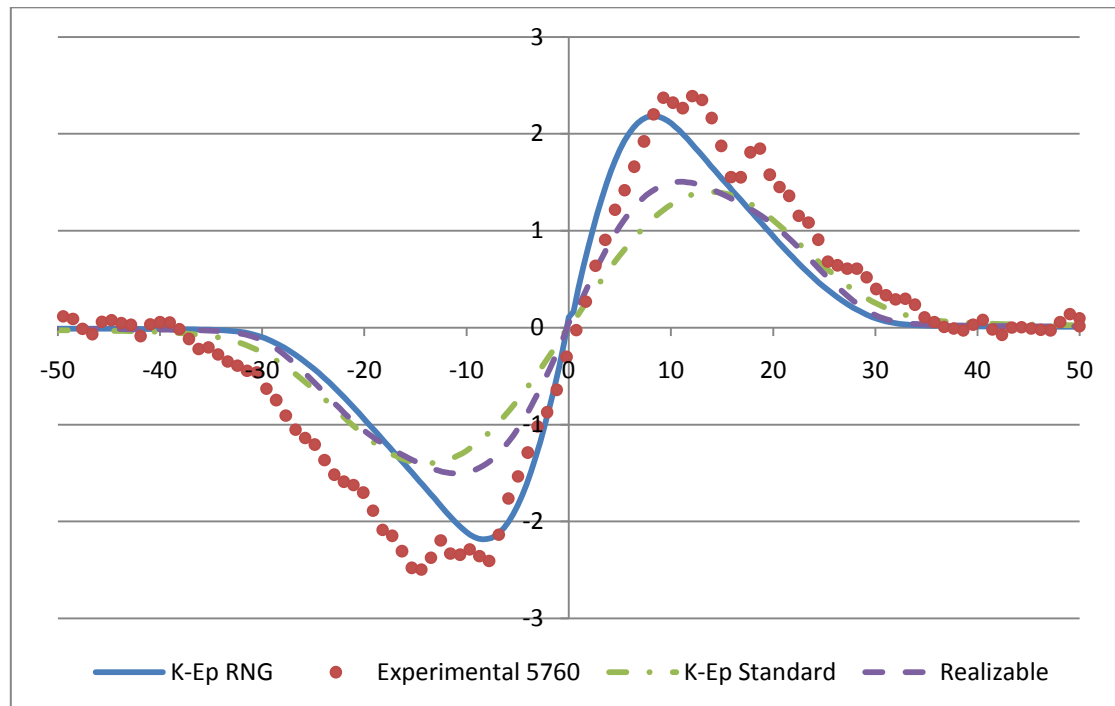
**Figura 7.4: Perfil de Velocidad Axial  $Re=5.800$  (distancia=26mm)**

En este caso el modelo Realizable si se ajusta en la zona de recirculación pero queda muy lejos de los valores máximos obtenidos mediante PIV. La pendiente es muy parecida en las partes de recirculación pero discierne a medida que avanza hacia su máxima velocidad.

El modelos Standard no predice nada bien el comportamiento del fluido en ninguna parte del perfil de velocidades.

Por otra parte el modelo RNG si se ajusta más a los datos experimentales pudiendo ver una clara tendencia en las pendientes una zona de recirculación algo más baja de lo normal pero predice bien el tamaño de la burbuja y los valores de velocidad máxima difieren en algo menos de 0.2 m/s lo cual no representa un error demasiado grande. De nuevo es el modelo RNG el más parecido a los datos experimentales. Ya que se ajusta mucho mejor a la tendencia de los datos.

### V. Swirl +26mm:



**Figura 7.5: Perfil de Velocidad Tangencial  $Re=5.800$  (distancia=26mm)**

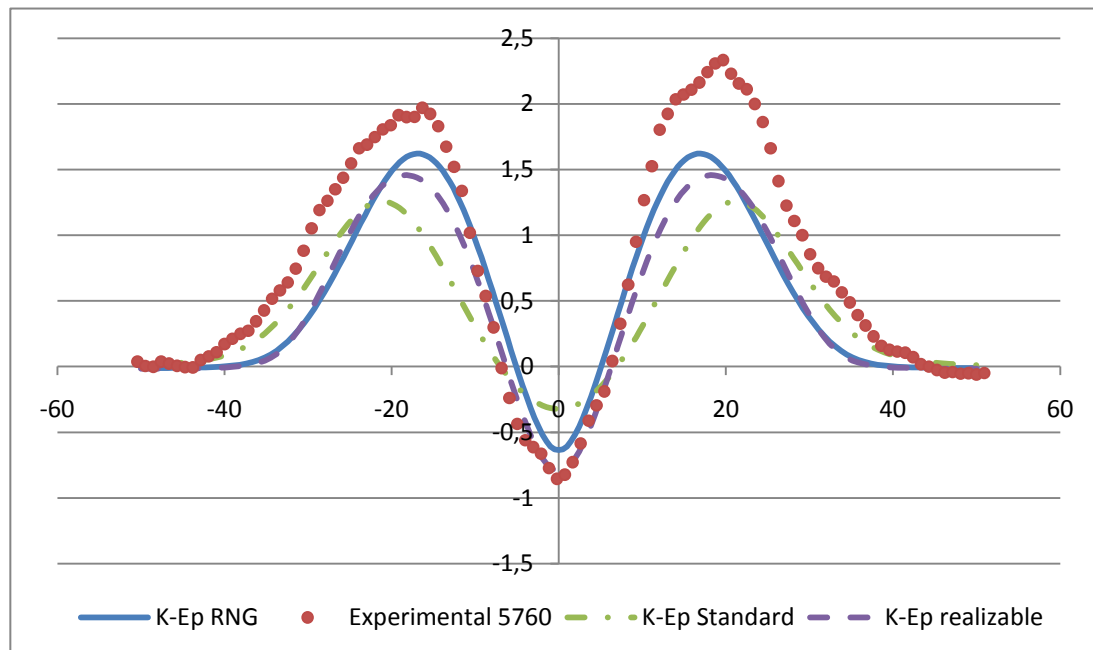
Inicialmente los modelos Standard y Realizable se asemejaban al modelo RNG y por tanto seguían una tendencia parecida a los datos experimentales. Para este perfil de velocidad tangencial se ve que los dos modelos disciernen en el comportamiento del fluido en sus máximas velocidades siendo del orden de 1m/s más pequeñas que los valores experimentales.

En los tres modelos se cumple que disipan energía más rápido que los datos obtenidos en el laboratorio pero la tendencia de RNG sigue siendo más precisa que los demás modelos.

El modelo RNG cumple a la perfección con la pendiente y los valores máximos son prácticamente iguales. En la zona de disipación de energía las curvas son más parecidas que los modelos Standard y Realizable.



### V. Axial +39mm:



**Figura 7.6: Perfil de Velocidad Axial  $Re=5.800$  (distancia=39mm)**

Para el último de los perfiles de velocidad axial la tendencia de RNG sigue siendo la más parecida a los valores de velocidad máxima y la curva de disipación de energía.

El modelo Realizable se asemeja bien a la zona de recirculación pero dista más de 1.2 m/s en la zona de velocidad máxima.

El modelo Standard se aleja demasiado de los datos experimentales, demostrando que no es válido para este tipo de cálculos con este valor de Reynolds, el cual puede considerarse bajo.

Por último comentar que los valores experimentales son algo más grandes que los simulados, en torno a 0.8m/s en su zona más pequeña y de 1.3m/s en la más grande. Esto nos indica que puede ser necesario un reajuste del modelo si se quisiera continuar evaluando el fluido aguas abajo de este punto.

## V. Swirl +39mm:

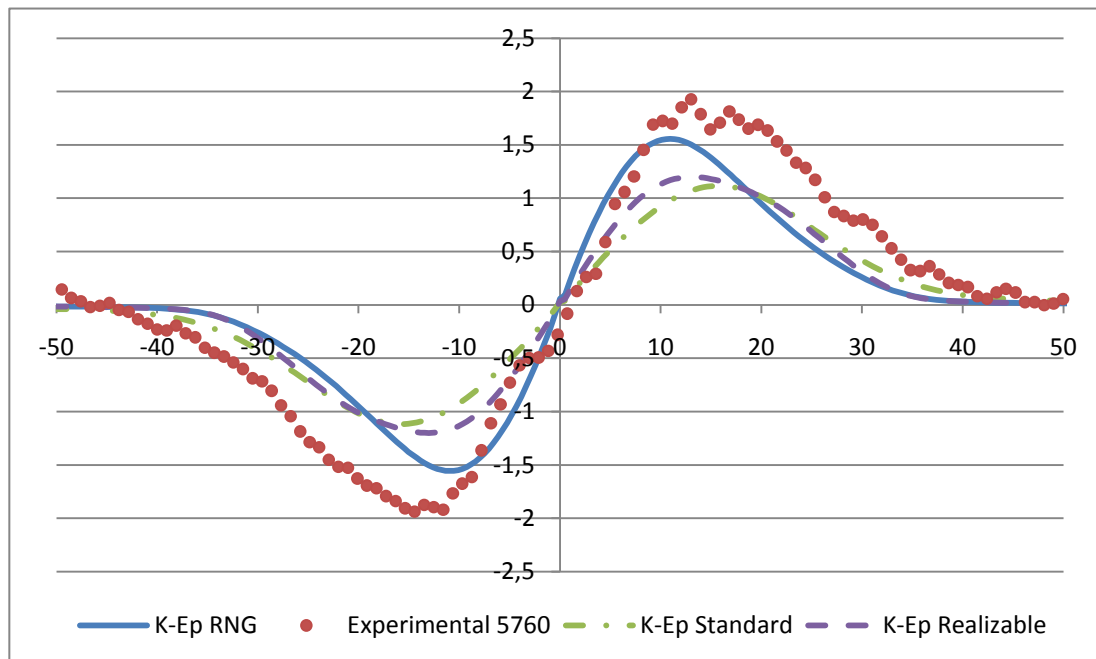


Figura 7.7: Perfil de Velocidad Tangencial  $Re=5.800$  (distancia=39mm)

Por el contrario para los valores de swirl, los valores no difieren tanto como en las velocidades axiales. Esto puede ser debido a que el modelo RNG está pensado para simular modelos turbulentos con swirl y Reynolds bajos. En este caso se cumplen las condiciones simulando correctamente los valores de la velocidad tangencial.

Como ha sucedido anteriormente los modelos Realizable y Standard no son predican bien los valores de swirl. Ya como para valores de velocidad axial, en algunos casos mostraban valores muy cercanos a los datos experimentales, para los valores de velocidad tangencial no han simulado en ningún caso una tendencia correcta del movimiento del fluido.

Por el contrario el modelo RNG si se comporta muy parecido en los casos de velocidad tangencial y se aproxima correctamente en los valores de velocidad axial. Con lo que podemos concluir que para valores en torno a número de Reynolds 5.800 se comporta muy acorde al modelo experimental. Teniendo en cuenta que este modelo está pensado para valores de Reynolds bajos y flujos giratorios no es un resultado que *a priori* sorprenda.

### Comparación de contornos de velocidad:

Una vez obtenidos los perfiles de velocidad para los tres puntos aguas abajo del quemador, se compararán los contornos de velocidad axial y tangencial a la salida del quemador para los tres modelos frente a los valores experimentales.

#### V. AXIAL, RE=5.800:

#### K-Épsilon Standard:

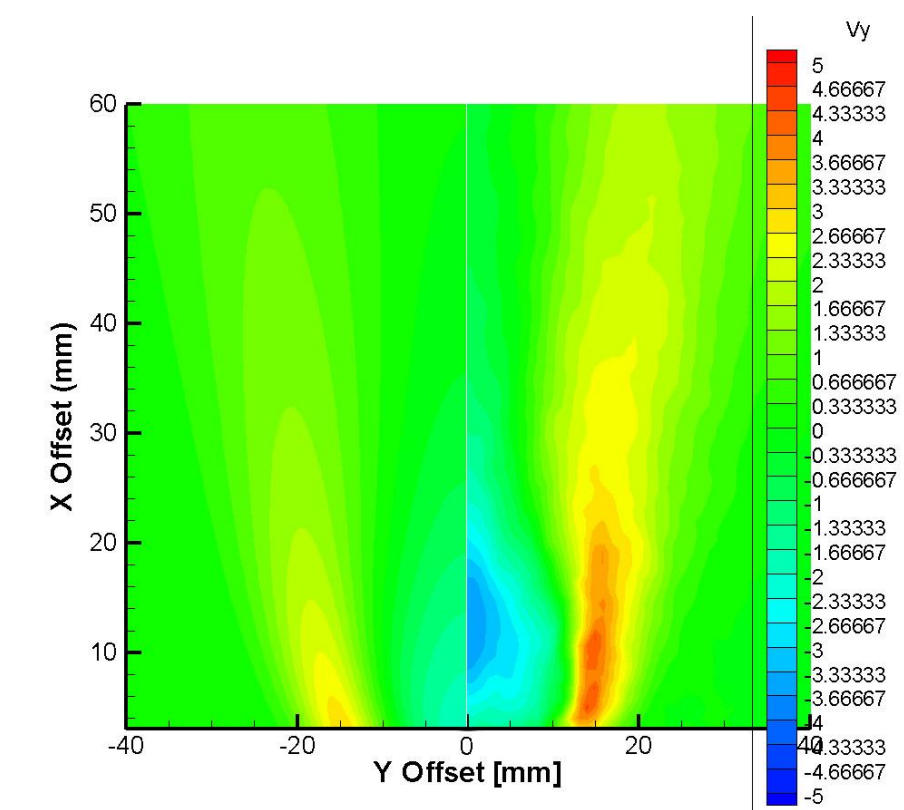


Tabla 7.8: Contorno de velocidad Axial Re=5.800 K-Ep Standard

Como se concluyo anteriormente el modelo Standard no simula correctamente la zona de recirculación, ni caracteriza correctamente los valores de velocidad de salida de la tobera, las cuales son muy débiles y general una baja recirculación.

### K-Épsilon Realizable:

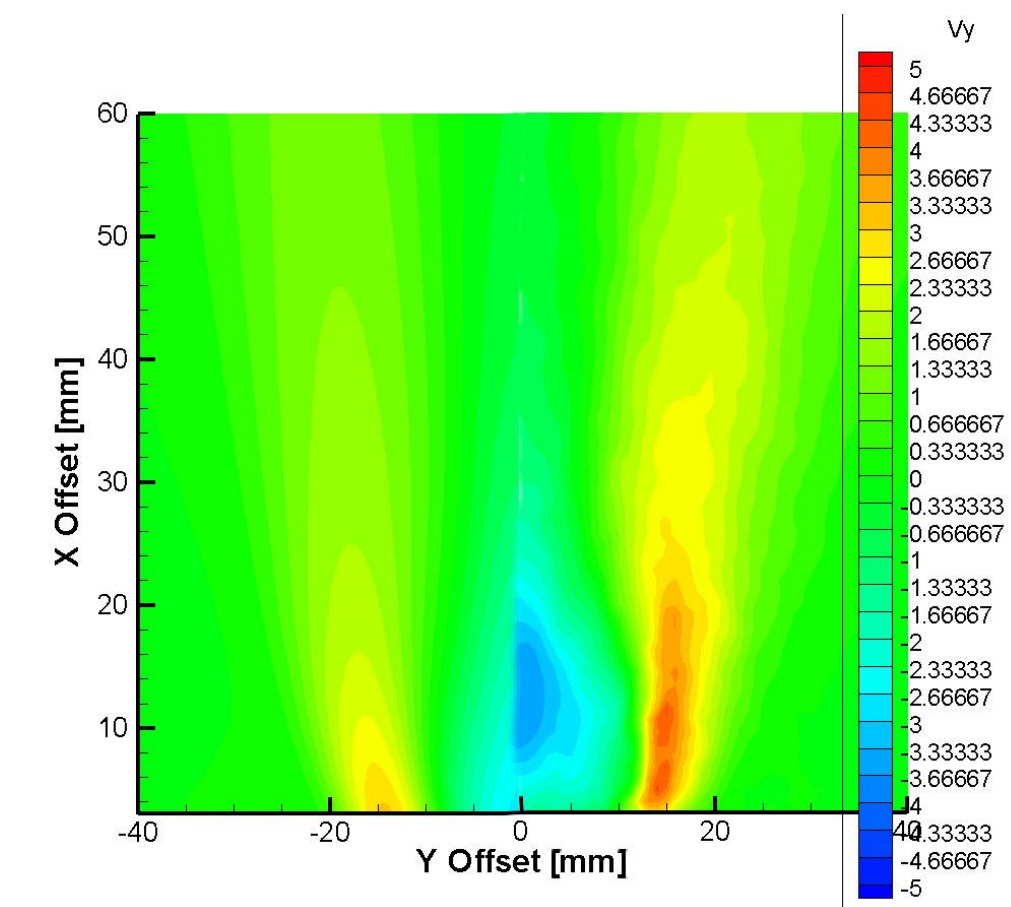
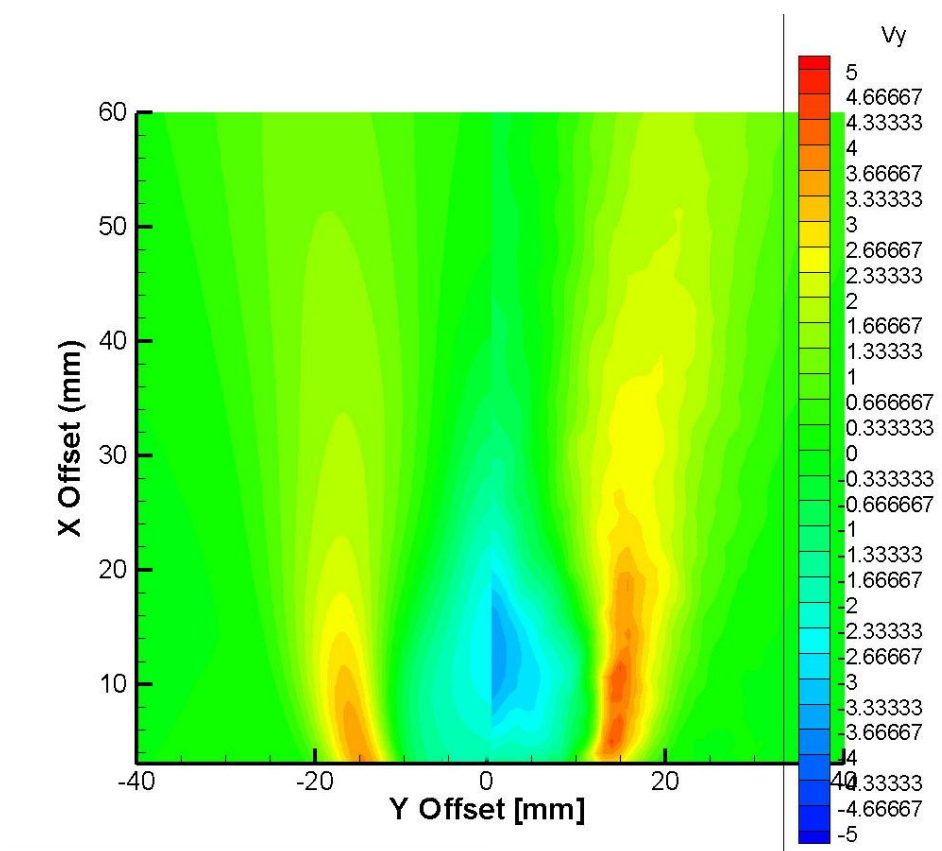


Tabla 7.9: Contorno de velocidad Axial  $Re=5.800$  K-Ep Realizable

El modelo de turbulencia Realizable no se aleja demasiado de los valores obtenidos con el modelo Standard, la diferencia principal es que sus valores de recirculación son algo más altos que el modelo Standard. Ambos modelos predicen la zona de giro del fluido pero no la intensidad del mismo ni su forma subestimando la velocidad de recirculación y no caracterizándola correctamente.

### K-Épsilon RNG:

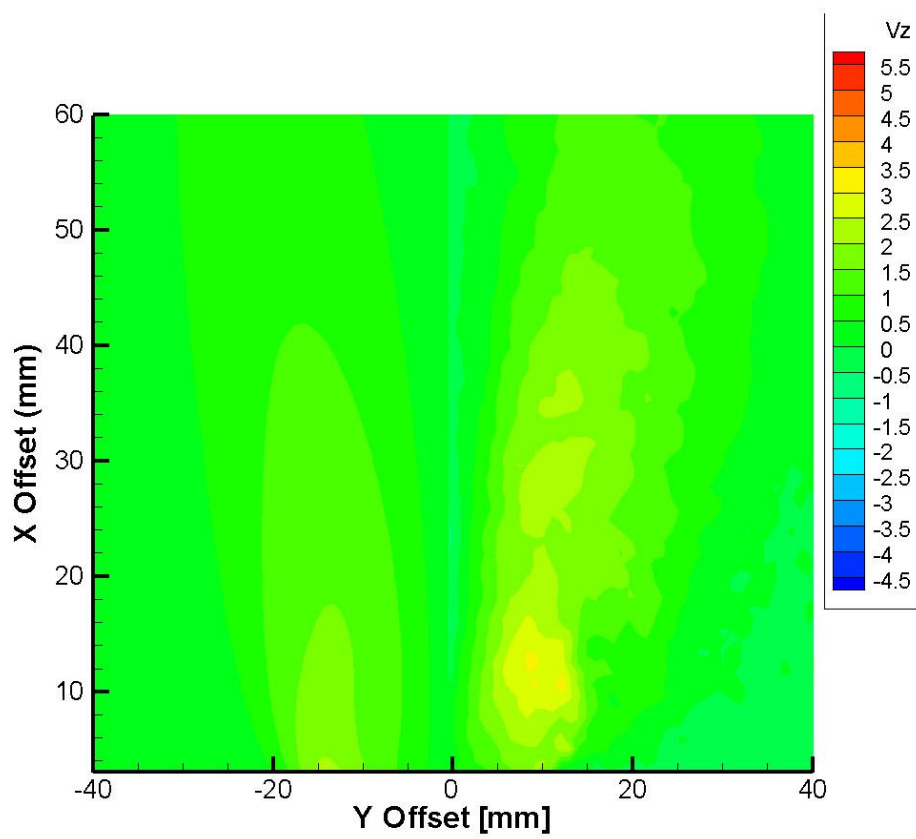


**Tabla 7.10: Contorno de velocidad Axial Re=5.800 K-Ep RNG**

El modelo RNG simula correctamente tanto la forma de salida cómo la burbuja de recirculación. Las velocidades obtenidas en ambos casos son muy similares a los valores experimentales. Cabe destacar que en la zona central se queda algo corto de velocidad. Pero por lo general este modelo simula correctamente el rango de velocidades y la forma de la salida del quemador siendo el más preciso de los tres modelos utilizados.

## V. SWIRL RE=5.800:

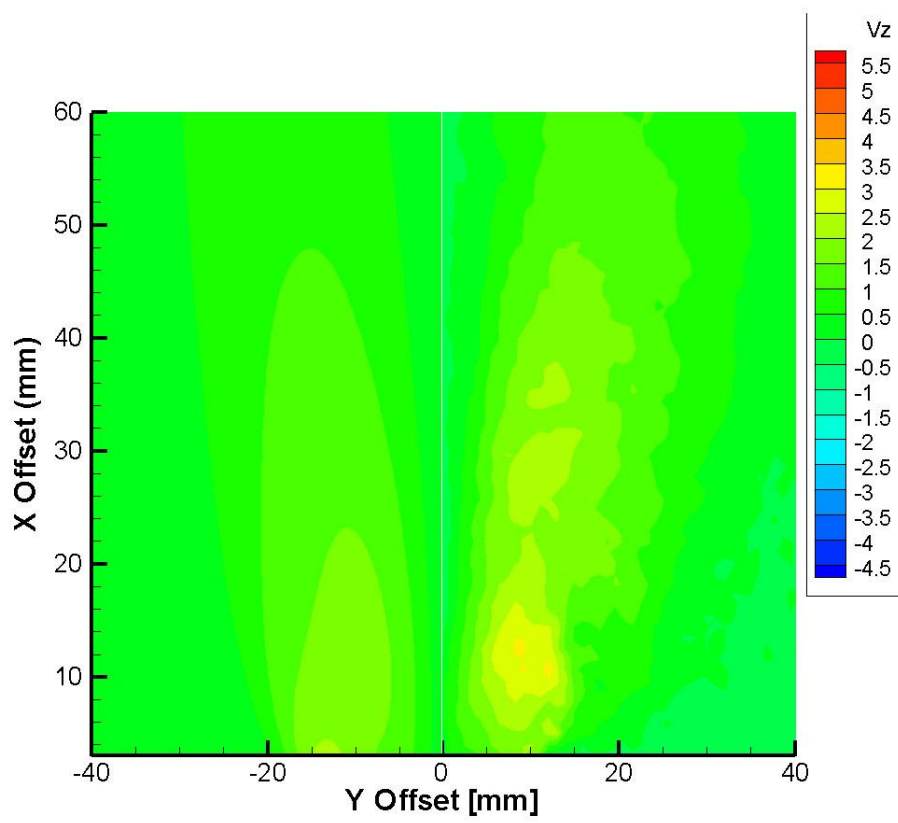
### K-Épsilon Standard:



**Tabla 7.11: Contorno de velocidad Tangencial Re=5.800 K-Ep Standard**

El modelo simula correctamente la forma de la zona de giro pero no las velocidades tangenciales. Este modelo no simulaba la forma de los perfiles de velocidad tangencial en ninguno de los casos anteriores y se puede observar que disipa rápidamente la velocidad al principio y luego mantiene un rango de velocidad de giro. Para zonas más alejadas de  $y=40\text{mm}$  de la salida de la tobera, la velocidad es prácticamente cero.

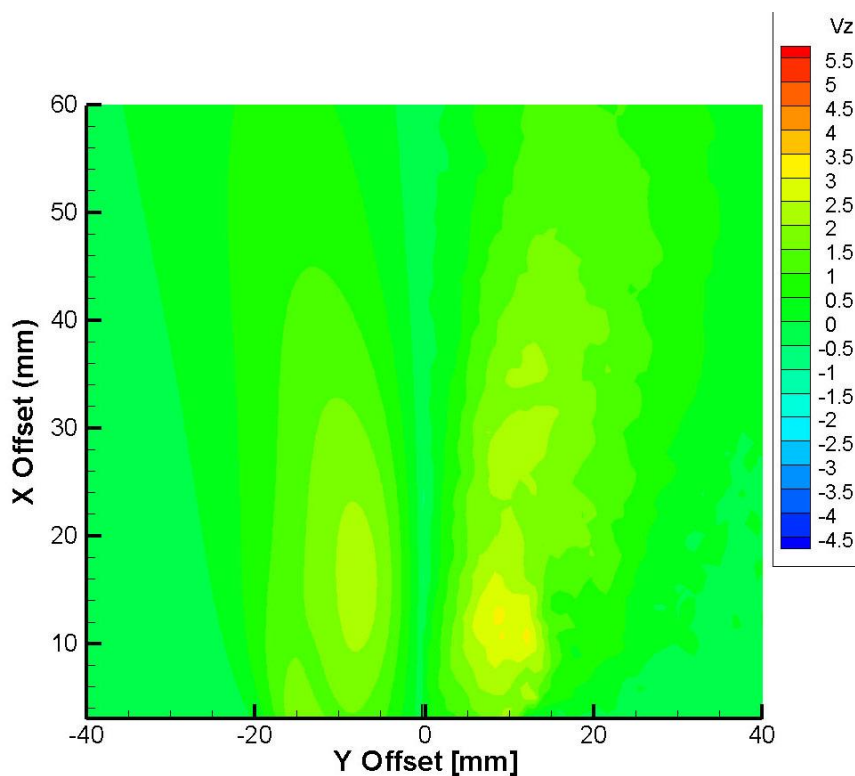
### K-Épsilon Realizable:



**Tabla 7.12: Contorno de velocidad Tangencial  $Re=5.800$  K-Ep Realizable**

En el modelo Realizable la forma de la zona de giro del fluido se asemeja a los valores experimentales disipando menos energía que su antecesor pero no simula bien las velocidades, las cuales son más intensas a la salida del quemador pero se disipan más rápidamente que los valores reales.

### K-Épsilon RNG:



**Tabla 7.13: Contorno de velocidad Tangencial  $Re=5.800$  K-Ep RNG**

El último de los perfiles si se asemeja más al contorno real de la velocidad tangencial tanto en velocidad como en dimensiones. La zona de máxima velocidad del modelo de simulaciones es muy similar al experimental estando la zona de velocidad máxima próxima a la posición experimental pero levemente más arriba que en la medición experimental pero eso puede ser debido a lo anteriormente comentado de la orientación de la medición.



### Reynolds 10.000, malla #3:

Para esta segunda medición a número de Reynolds 10.000 se realizarán las mismas mediciones en los mismos puntos para las velocidades axial y tangencial de los tres modelos y los valores experimentales.

Este valor de Reynolds se puede considerar alto debido a que la velocidad de entrada del fluido en los tubos coaxiales.

### V. Axial +3mm:

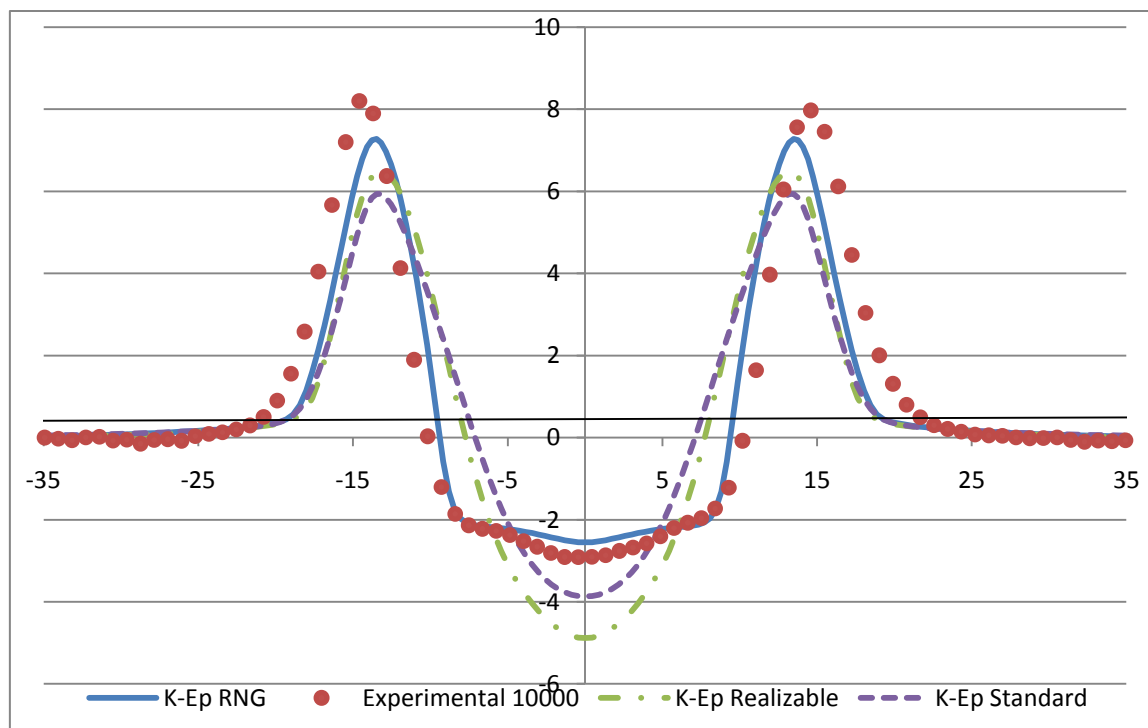
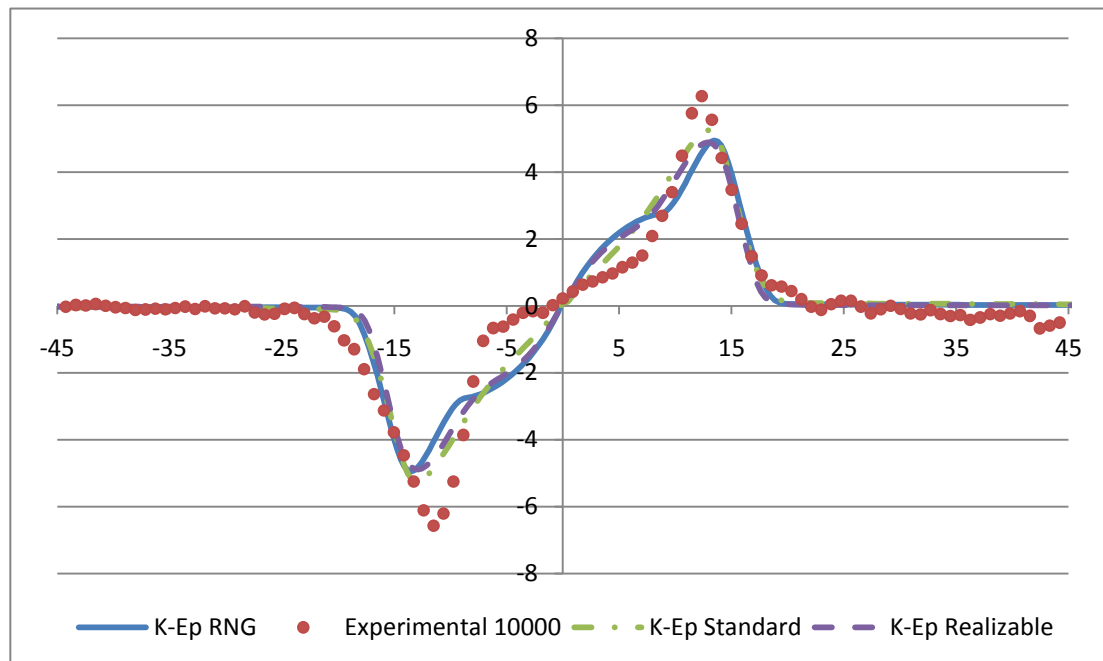


Figura 7.14: Perfil de Velocidad Axial  $Re=10.000$  (distancia=3mm)

Se puede apreciar que en este caso, el tamaño de la burbuja de recirculación es más amplio que para el caso anterior y se puede ver que los modelos Standard y Realizable no predicen bien el valor de la recirculación ni el tamaño de la burbuja. Por el contrario los valores máximos no se alejan demasiado del valor experimental y la disipación de energía sigue una tendencia parecida.

De nuevo, el modelo RNG predice correctamente el comportamiento del fluido en la zona de recirculación hasta tal punto que puede predecir una pequeña oscilación justo en el centro del que fue también medida mediante PIV. Además las pendientes y los valores de velocidad máxima son muy parecidos por no decir iguales los obtenidos en las mediciones.

### V. Swirl +3mm:



**Figura 7.15: Perfil de Velocidad Tangencial  $Re=10.000$  (distancia=3mm)**

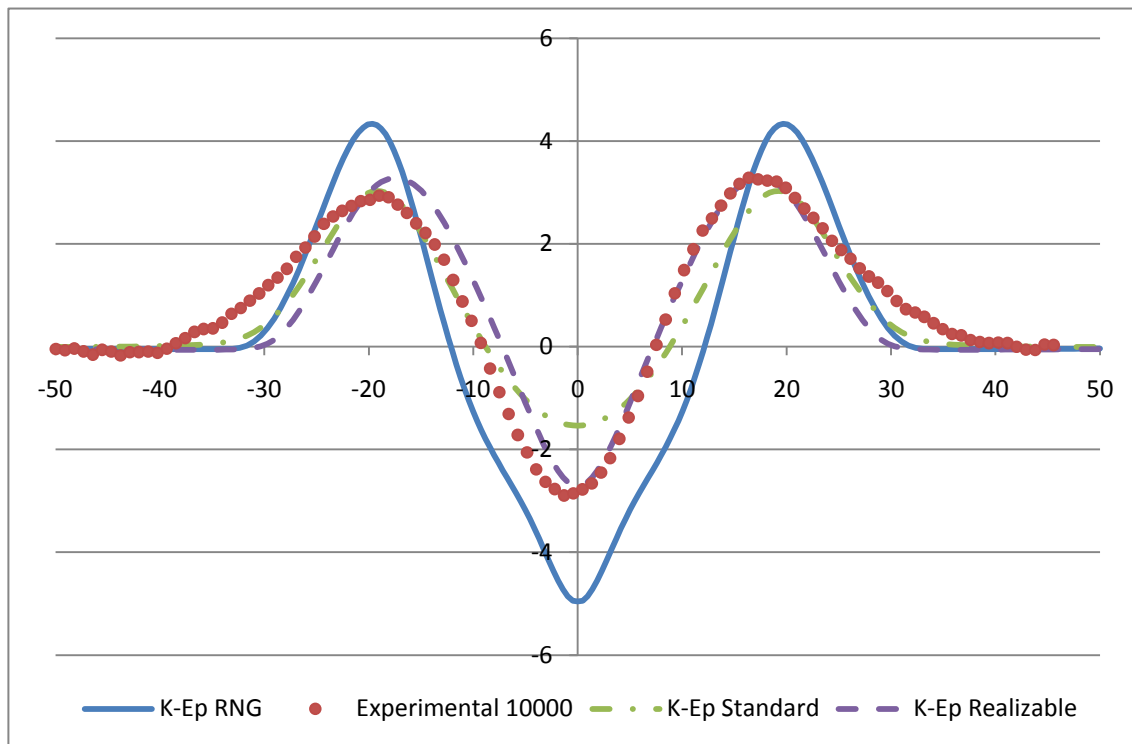
De nuevo los tres modelos son muy parecidos entre sí pero cabe destacar que el modelo RNG predice una variación en la pendiente, en este caso de valor contrario al que los datos experimentales medidos.

El valor de las velocidades sigue en los tres casos una tendencia parecida tanto en puntos máximos como en pendientes.

En este caso el programa no resuelve correctamente el comportamiento del fluido en su movimiento de rotación entre los valores de  $y$  (-10,10), siendo el eje  $y$  en este caso el eje de abscisas.

En la zona de disipación energética los modelos son iguales y muy similares a los datos experimentales.

### V. Axial +26mm:



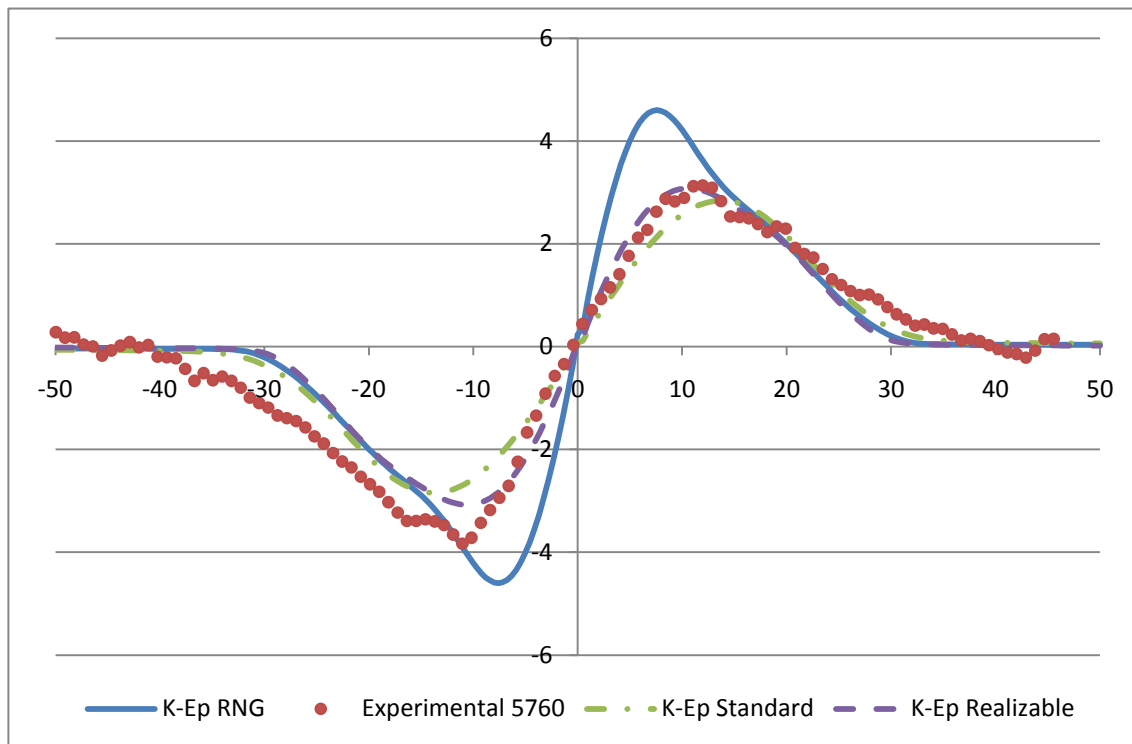
**Figura 7.16: Perfil de Velocidad Axial  $Re=10.000$  (distancia=26mm)**

Sorprendentemente el modelo RNG difiere exageradamente no coincidiendo en absoluto con los valores experimentales. Sobrestima las mediciones en los valores de velocidad máxima, y en el valor de la velocidad de recirculación la cual sobrepasa en más de 2m/s, valor dos veces por encima que el máximo marcado por los valores experimentales. El modelo es incapaz siquiera de disipar correctamente la energía.

Por otro lado los valores del modelo Realizable se ajustan mucho mejor que los del modelo Standard el cual predice velocidades máximas pero no las sitúa correctamente en el espacio.

Para este caso el modelo Realizable se asemeja muy bien en las zonas críticas (velocidad máxima, zona de recirculación y posición de la burbuja).

### V. Swirl +26mm:

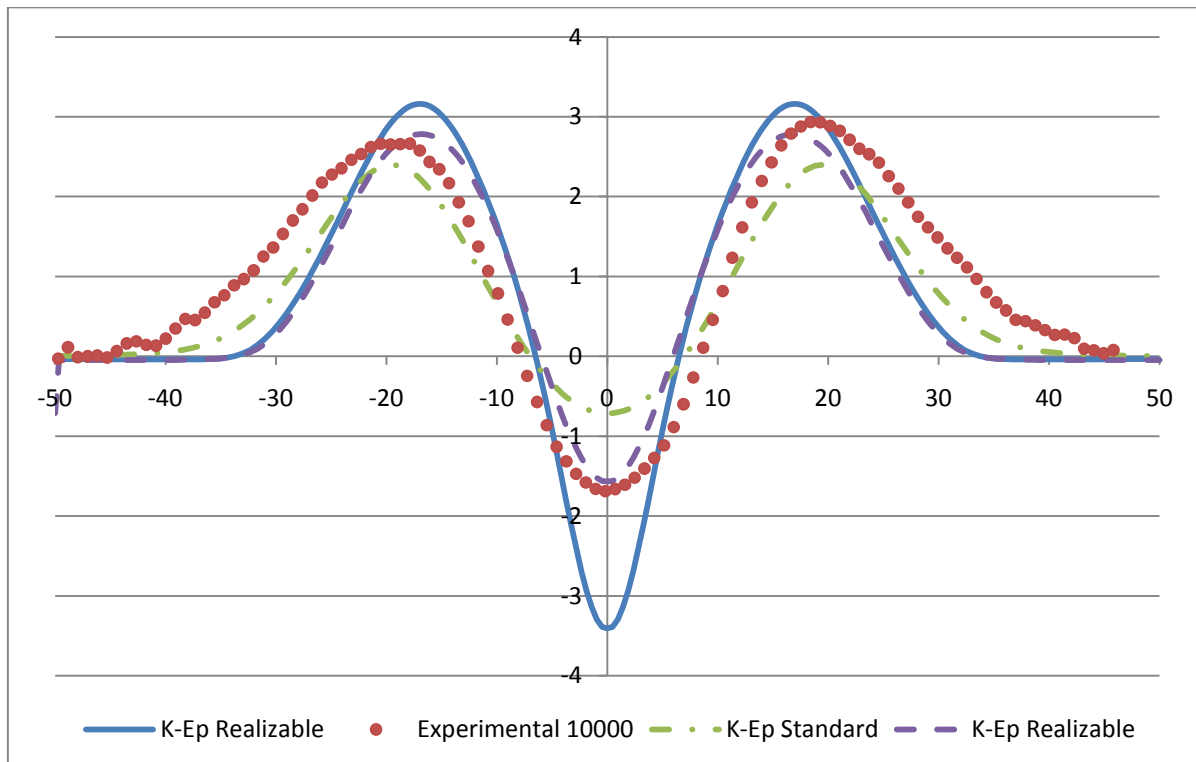


**Figura 7.17: Perfil de Velocidad Tangencial  $Re=10.000$  (distancia=26mm)**

De nuevo el valor del modelo RNG sorprende por su escasa precisión siendo incapaz de modelar correctamente ningún punto del campo de velocidades tangencial, sobreestimando de nuevo los valores de velocidad máxima.

Esta vez la diferencia entre los modelos Standard y Realizable no es tan notoria como en el perfil de velocidad axial pero se ve una tendencia más ajustada del modelos Realizable, el cual se aproxima correctamente al valor de velocidad máxima y cumple fielmente la pendiente en la zona central del giro de la componente tangencial.

## V. Axial +39mm:



**Figura 7.18: Perfil de Velocidad Axial  $Re=10.000$  (distancia=39mm)**

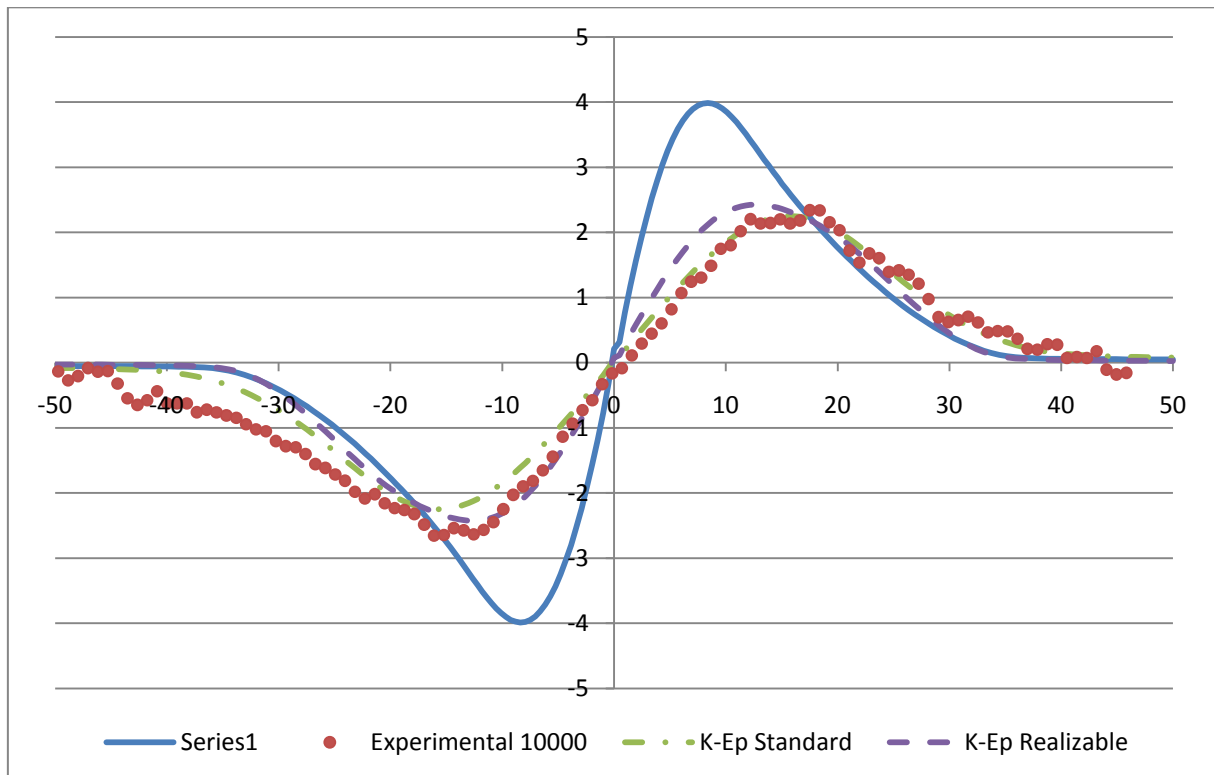
Viendo los resultados para el modelo RNG podemos afirmar que no es capaz de disipar energía tan rápidamente como debería. Teniendo en cuenta que de nuevo el valor de la recirculación dobla el valor real y que en este caso, de un modo menor, vuelve a sobrepasar la velocidad máxima del fluido.

Podemos concluir que si se desea utilizar este modelo para números de Reynolds altos se deberá tener en cuenta que sería recomendable calcular un valor diferente de la constante "Swirl Factor" que predice como el modelo disipa energía en su componente tangencial.

Para este caso el modelo Standard se ve algo menos parejo al modelo Realizable que en los casos anteriores. Subestima levemente los valores de recirculación y velocidad máxima pero describe un perfil similar que el experimental.

De nuevo el modelo Realizable cumple correctamente con los valores experimentales en las zonas críticas. Siendo algo menos preciso en el dimensionamiento de la burbuja de recirculación, sin que ello suponga un error demasiado grande.

### V. Swirl +39mm:



**Figura 7.19: Perfil de Velocidad Tangencial  $Re=10.000$  (distancia=39mm)**

De nuevo nos encontramos con valores que cumplen la tendencia de los perfiles anteriores.

El modelo RNG es incapaz de disipar energía tan rápido como debería y el modelo Realizable se ajusta muy correctamente a los valores experimentales. Siendo el modelo Standard muy parecido a los valores de las mediciones pero subestimando velocidad en todos sus puntos.



### **Conclusiones:**

Podemos concluir comentando que el modelo RNG se comporta de un modo muy correcto para valores de Reynolds bajos, siendo capaz de predecir correctamente los valores de velocidad máxima y zona y valores de la recirculación.

En el caso de necesitar calcular valores de Reynolds que se puedan considerar altos, o bien se utiliza el modelo Realizable o se deberá ajustar el valor del “Swirl Factor” para que dicho modelo disipe correctamente energía.

Sería interesante poder encontrar el valor de Reynolds que nos permita saber donde se debe hacer la transición de modelos o el reajuste del “Factor de giro” pero debido a que solo se poseen dos valores del número de Reynolds no se ha podido determinar dicho punto.

Otra posible solución es la que se realizará a continuación, consiste en remallar la zona de salida del quemador con el fin de comprobar si el mallado realizado no cumplía con las necesidades del modelo.

Además se probarán valores de “Swirl Factor” de 0.035, 0.05 y 0.1, dos valores por debajo del inicial ( $SF=0.07$ ) y uno por encima.

### Reynolds 10.000, malla #3 VS. #4:

Como se ha comentado anteriormente una posible solución es la de remallar las zonas de los perfiles con el fin de obtener mejores resultados.

Para ello se ha utilizado la malla #4 la cual tenía una malla más densa en la zona que consideramos crítica.

En estas simulaciones se usará el modelo RNG antes calculado para el mallado #3 y se realizará una nueva simulación para el número de Reynolds 10.000 con la malla #4 y se realizará la comparación de los resultados con la idea de obtener alguna mejora.

Debido a que las zonas críticas eran 26 y 39mm se realizarán las comparaciones de los perfiles para esas dos alturas y para las componentes de velocidad axial y tangencial.

### V. Axial +26:

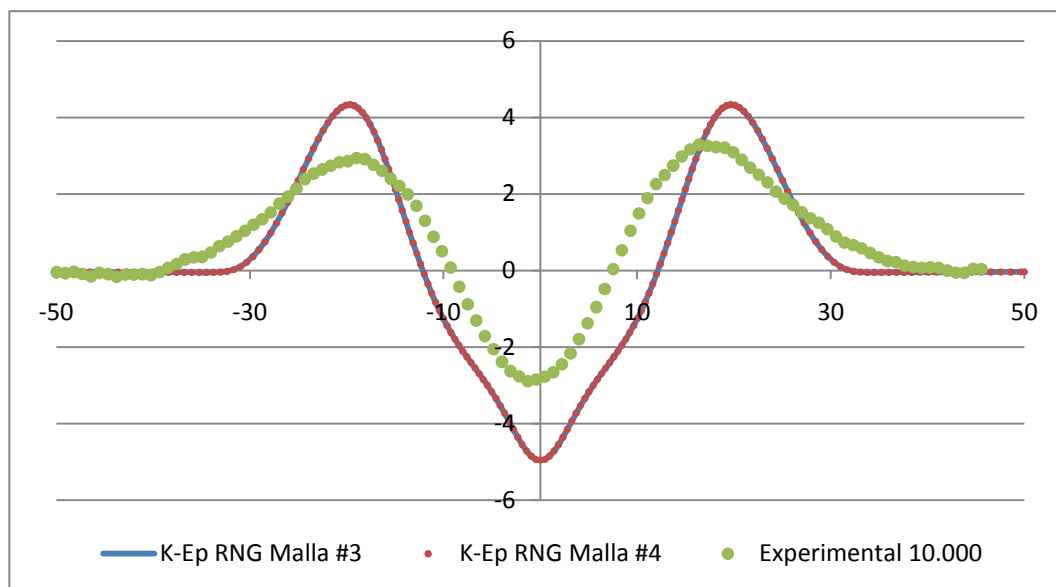
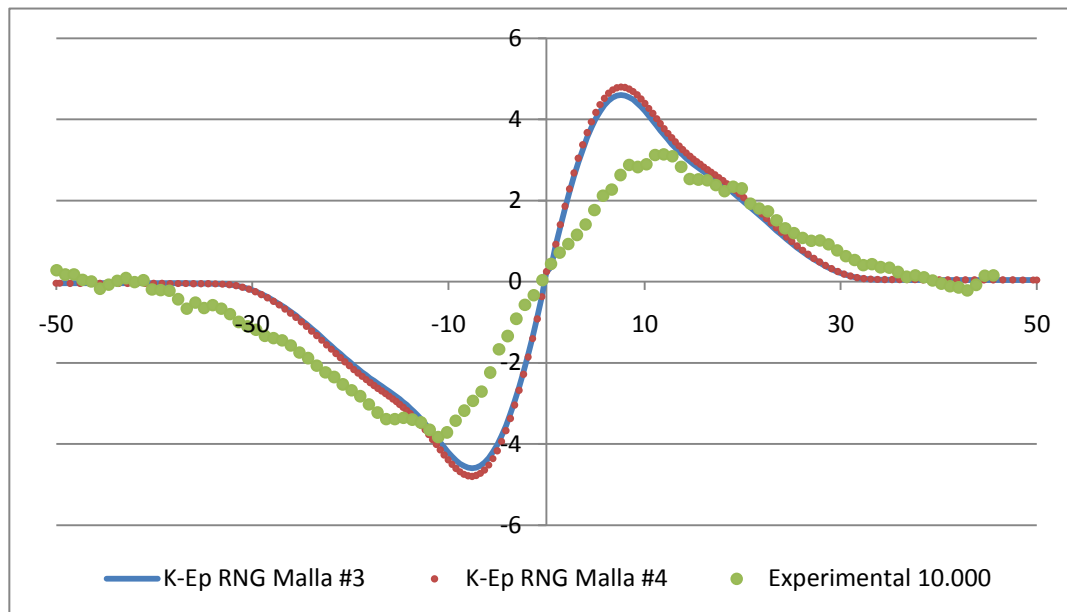


Figura 7.20: Perfil de Velocidad Axial Mallas #3 y #4 (distancia=26mm)



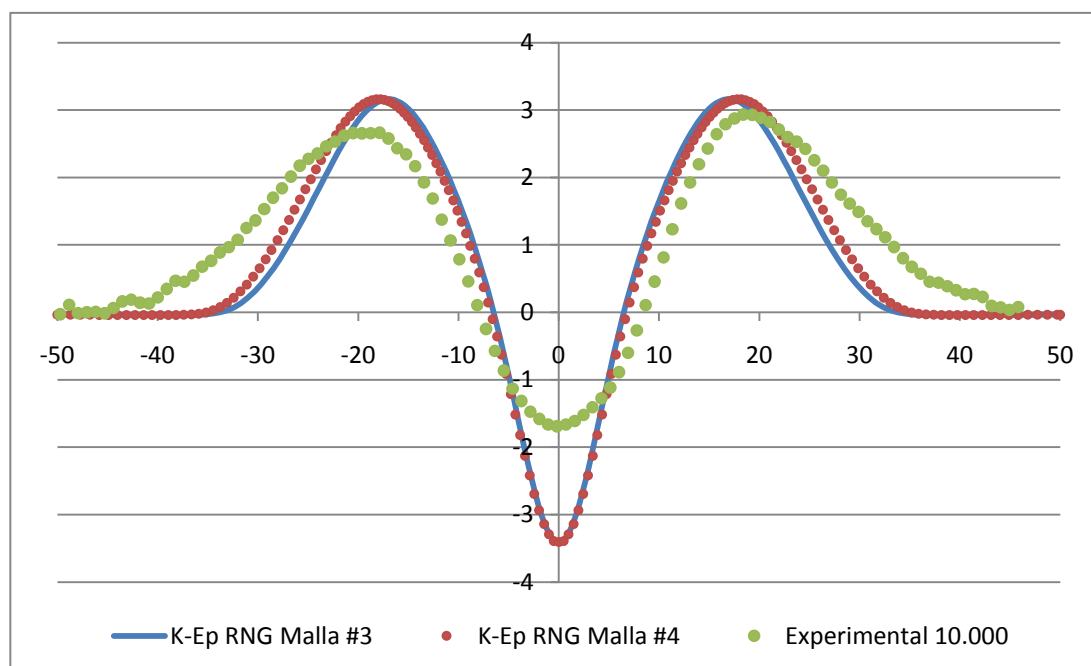
### V. Swirl +26:



**Figura 7.21: Perfil de Velocidad Tangencial Mallas #3 y #4 (distancia=26mm)**

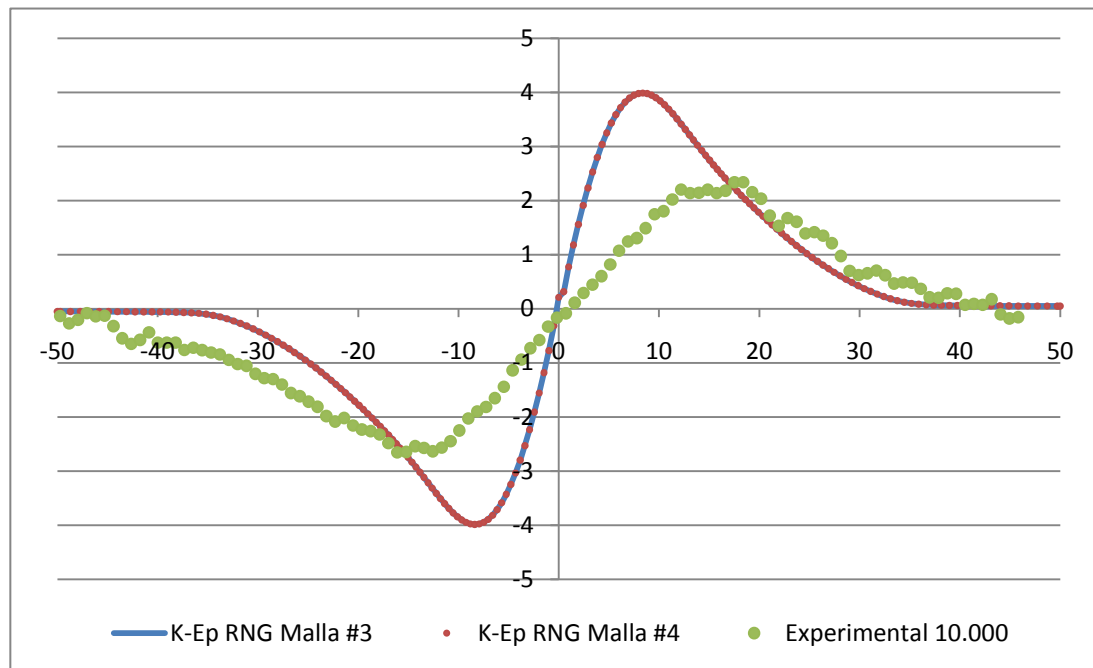
A la vista de los primeros resultados obtenidos de la simulación a 26mm podemos decir que la malla no representa un cambio significativo, siendo incluso más evidente que el valor obtenido es ligeramente mayor que el anterior para la malla menos densa.

### V. Axial +39:



**Figura 7.22 Perfil de Velocidad Axial Mallas #3 y #4 (distancia=39mm)**

### V. Swirl +39:



**Figura 7.23: Perfil de Velocidad Tangencial Mallas #3 y #4 (distancia=39mm)**

Para este caso, no se aprecia ninguna mejora en ninguno de los puntos de los perfiles.

Esto permite concluir diciendo que la malla es suficientemente precisa para calcular correctamente los valores del campo de velocidades.

### Conclusión:

A la vista de los resultados obtenidos con el mallado #4 se puede afirmar que la zona remallada no representa en absoluto una mejora en la simulación de los resultados.

Además esta malla incrementa notoriamente el tiempo de cálculo necesario para la obtención de la convergencia de los datos por lo tanto es ineficiente en todos los sentidos para los cálculos que se desean realizar.



### Reynolds 10.000, malla #3:

Una vez comprobado que el mallado no ha influido en la simulación, se tratará de ajustar experimentalmente mediante simulaciones el valor del factor de giro.

En este caso se realizarán con el modelo K-Épsilon RNG, varias correcciones del “Swirl Factor”. El cual representa el valor de la disipación de velocidad en el plano tangencial.

El valor inicial es 0,07 y se realizaran mediciones a 0.0035, 0.05, 0.1.

### V. Axial +3:

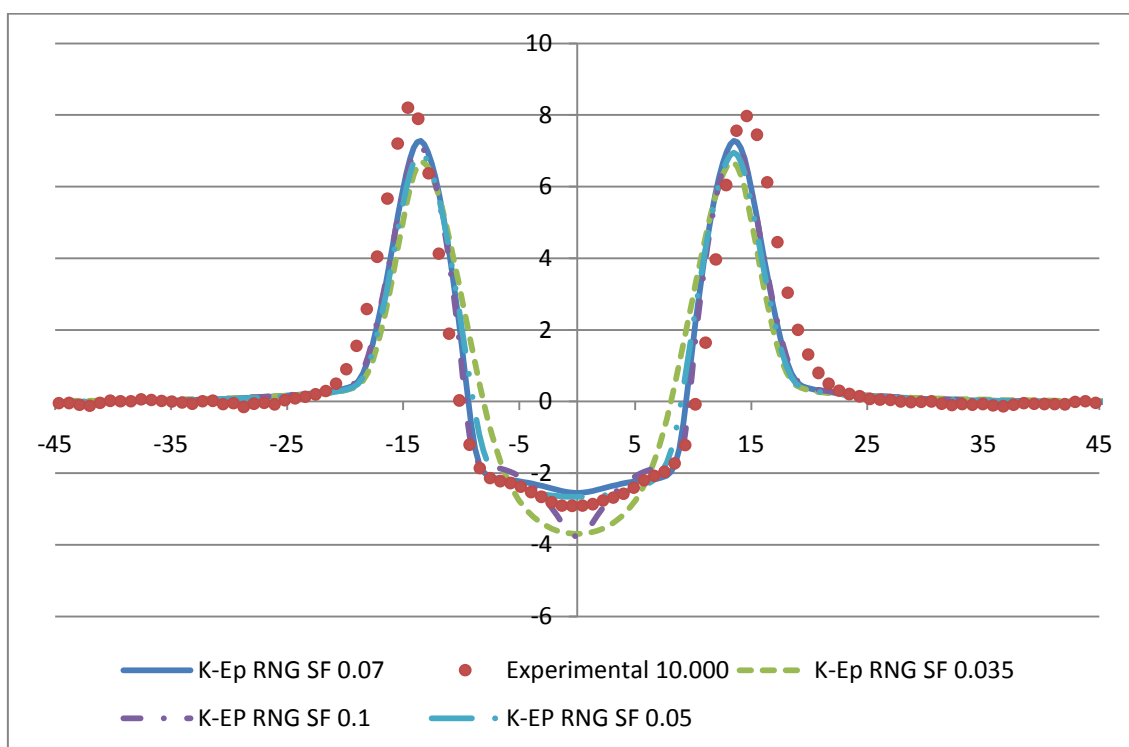


Figura 7.24: Perfil de Velocidad Axial Variación Swirl Factor (distancia=3mm)

### V. Swirl +3:

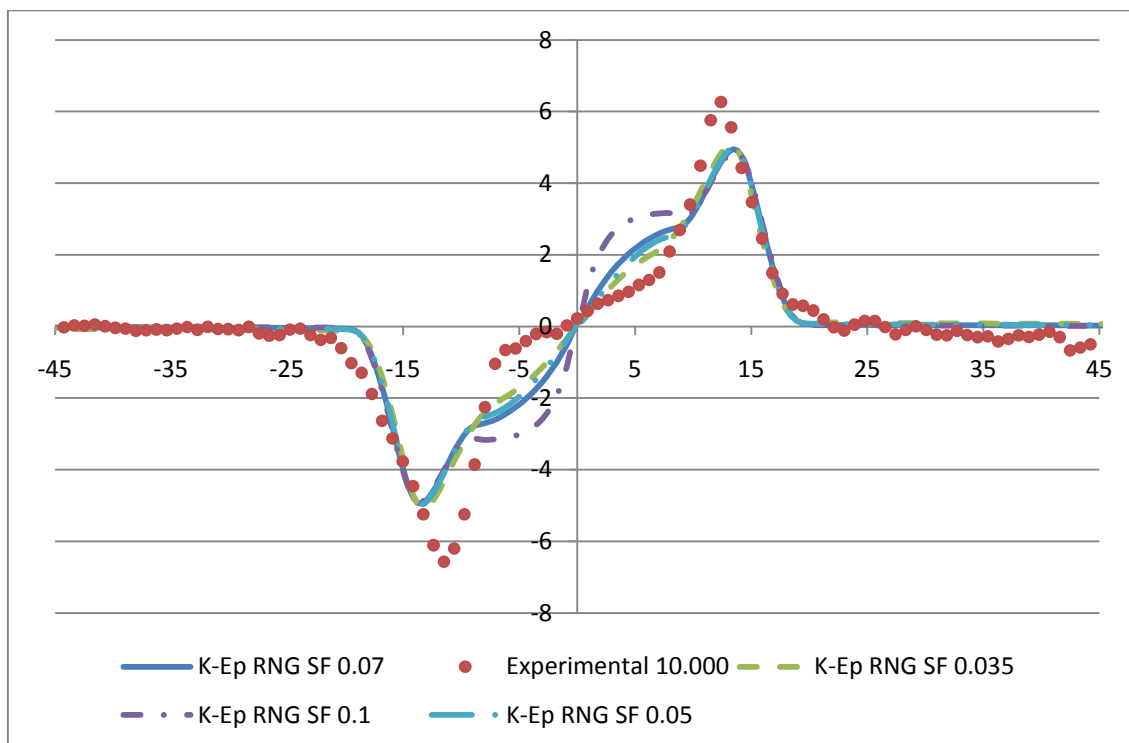


Figura 7.25: Perfil de Velocidad Tangencial Variación Swirl Factor (distancia=3mm)

### V. Axial +26:

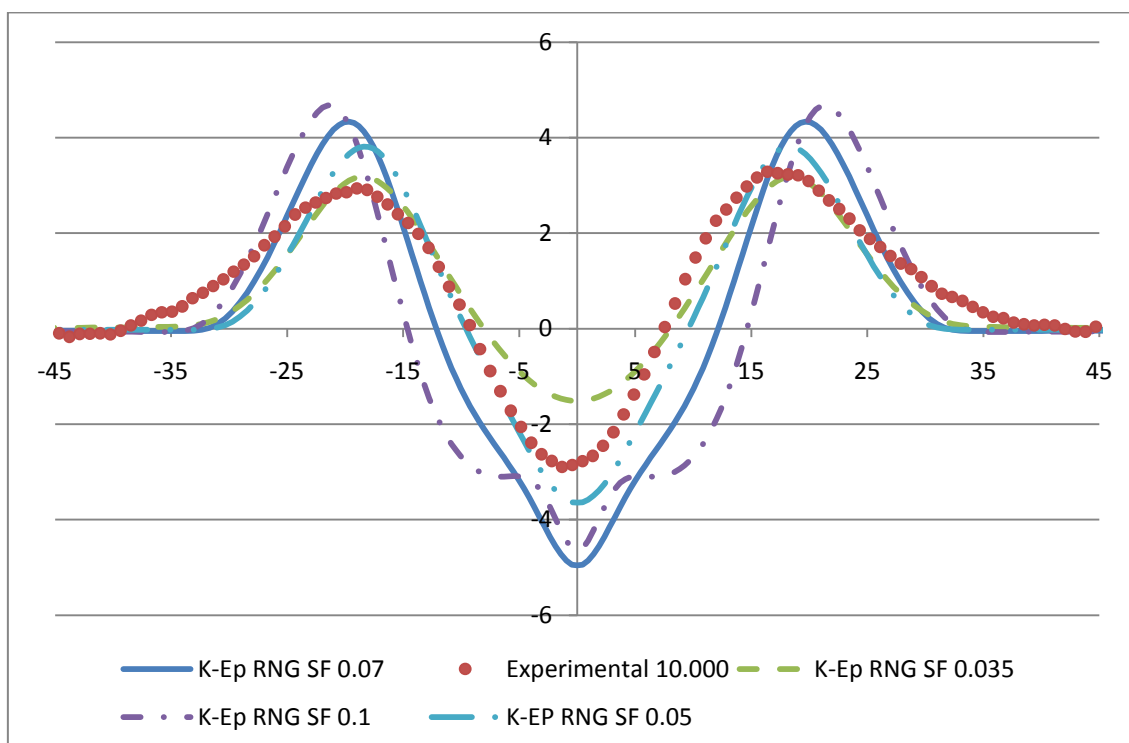


Figura 7.26: Perfil de Velocidad Axial Variación Swirl Factor (distancia=26mm)

### V. Swirl +26:

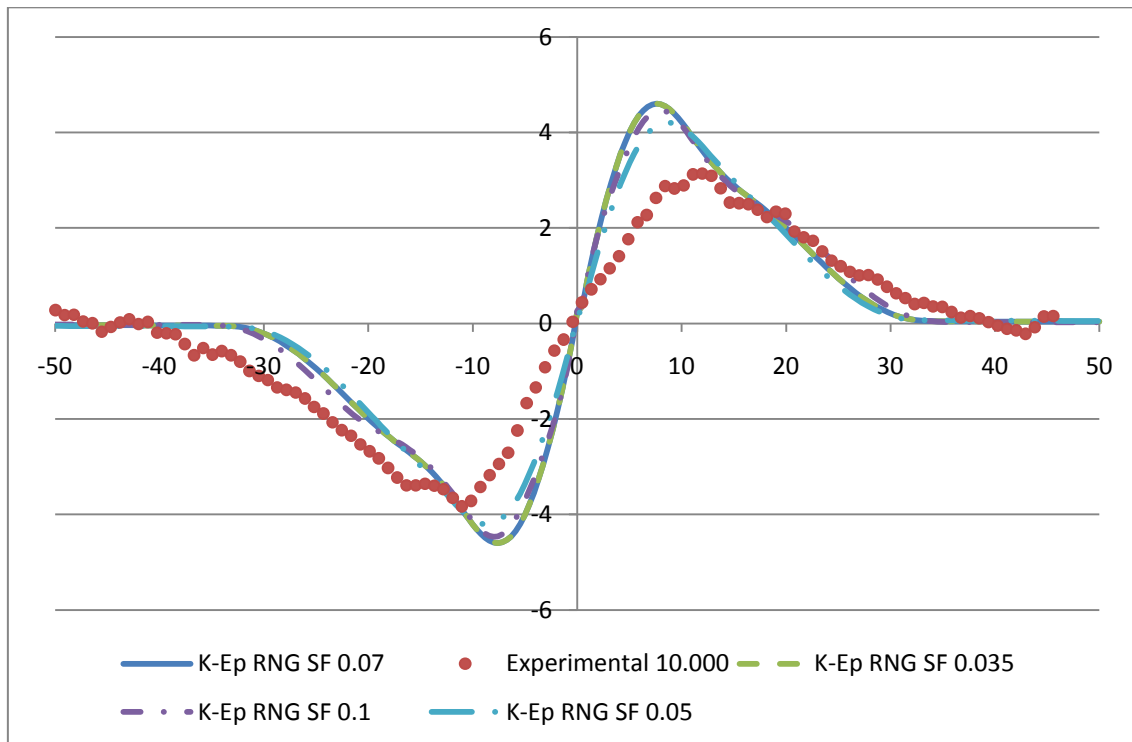


Figura 7.27: Perfil de Velocidad Tangencial Variación Swirl Factor (distancia=26mm)

### V. Axial +39:

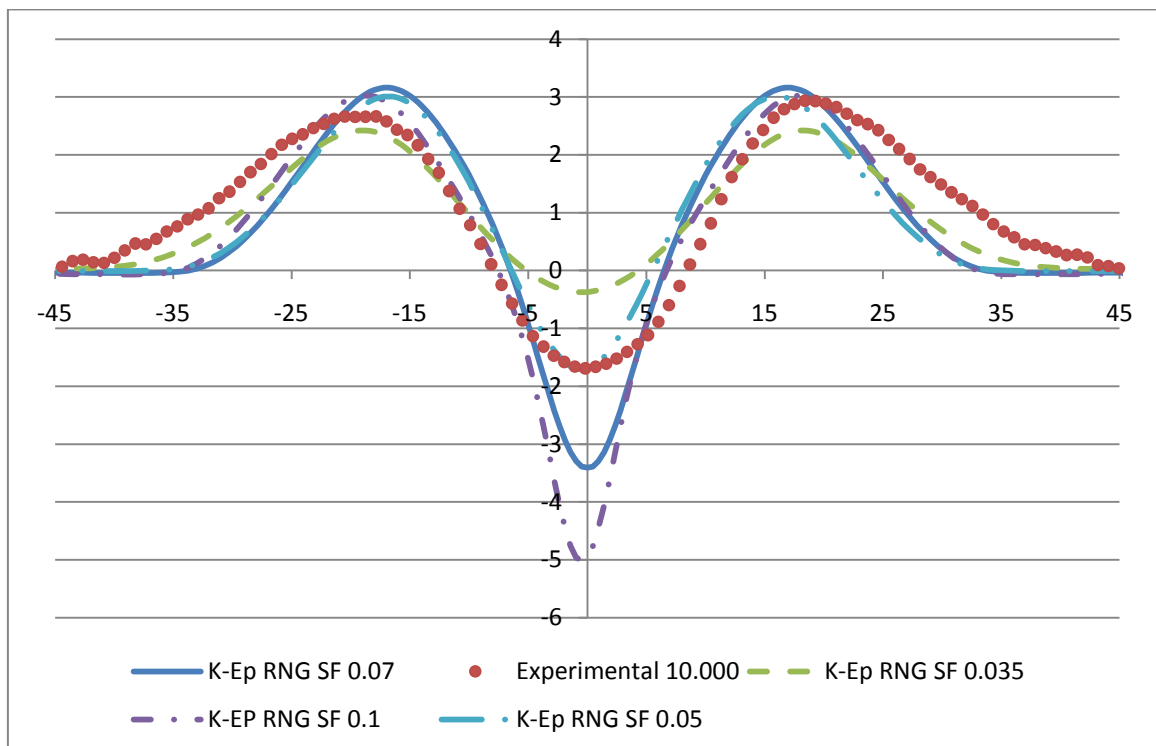
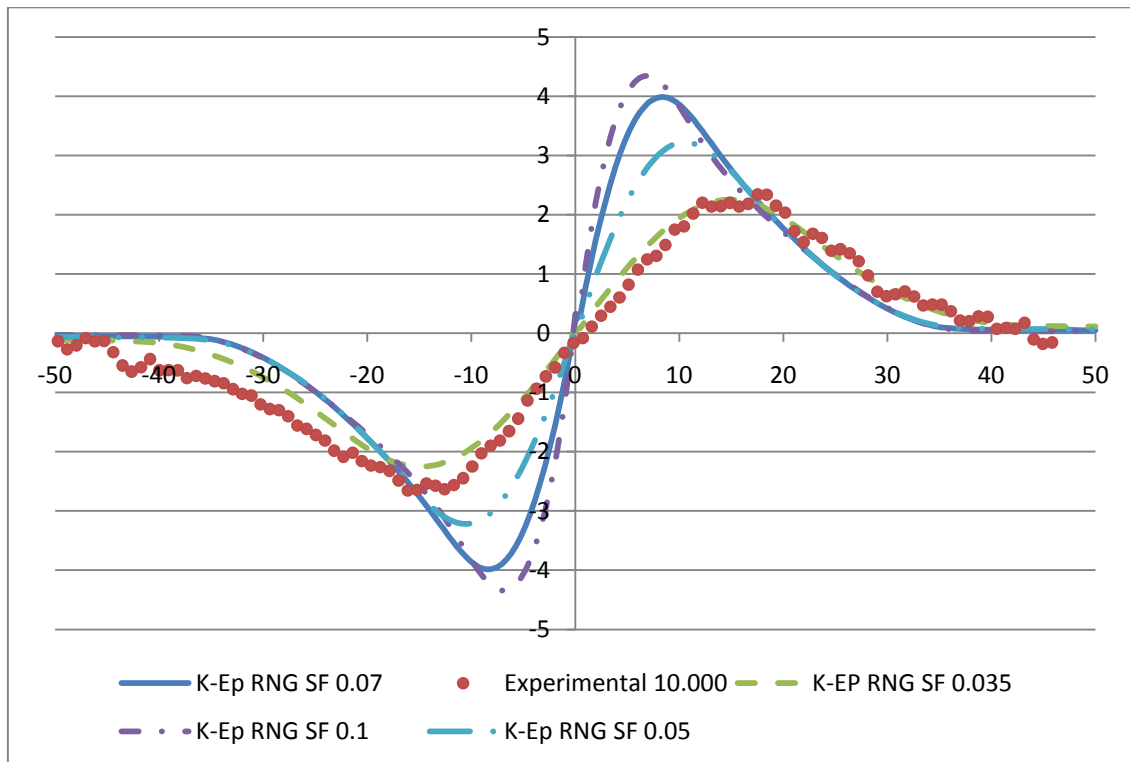


Figura 7.28: Perfil de Velocidad Axial Variación Swirl Factor (distancia=39mm)

## V. Swirl +39:



**Figura 7.29: Perfil de Velocidad Tangencial Variación Swirl Factor (distancia=39mm)**

## Conclusión:

Tras variar los factores de giro se deduce que el modelo RNG corrige la velocidad tangencial mejor a factores más bajos. Los resultados obtenidos con el factor 0.035 se asemejan a los datos experimentales siendo más evidente en los perfiles superiores que en los más cercanos al quemador.

Por otro lado los valores Swirl Factor mayores al inicial, no aportan una mejora en ninguno de los perfiles de velocidad.

Por último comentar que los valores cercanos a 0.05 son los más representativos si tenemos en cuenta que no llegan a ser precisos del todo en los cálculos de velocidad tangencial, pero siguen una tendencia muy cercana a los valores en los perfiles de velocidad axial.

### Comparación de contornos de velocidad:

V. AXIAL, RE=10.000:

K-Épsilon Standard:

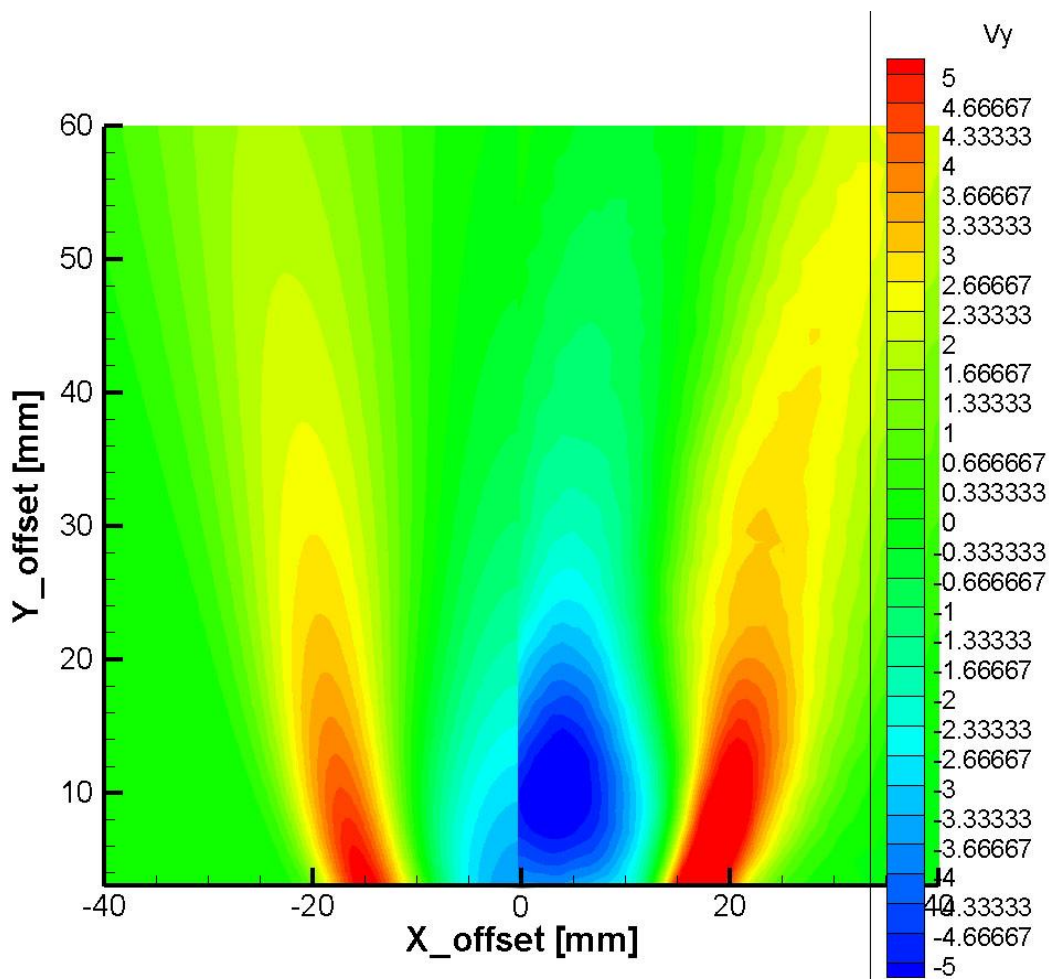
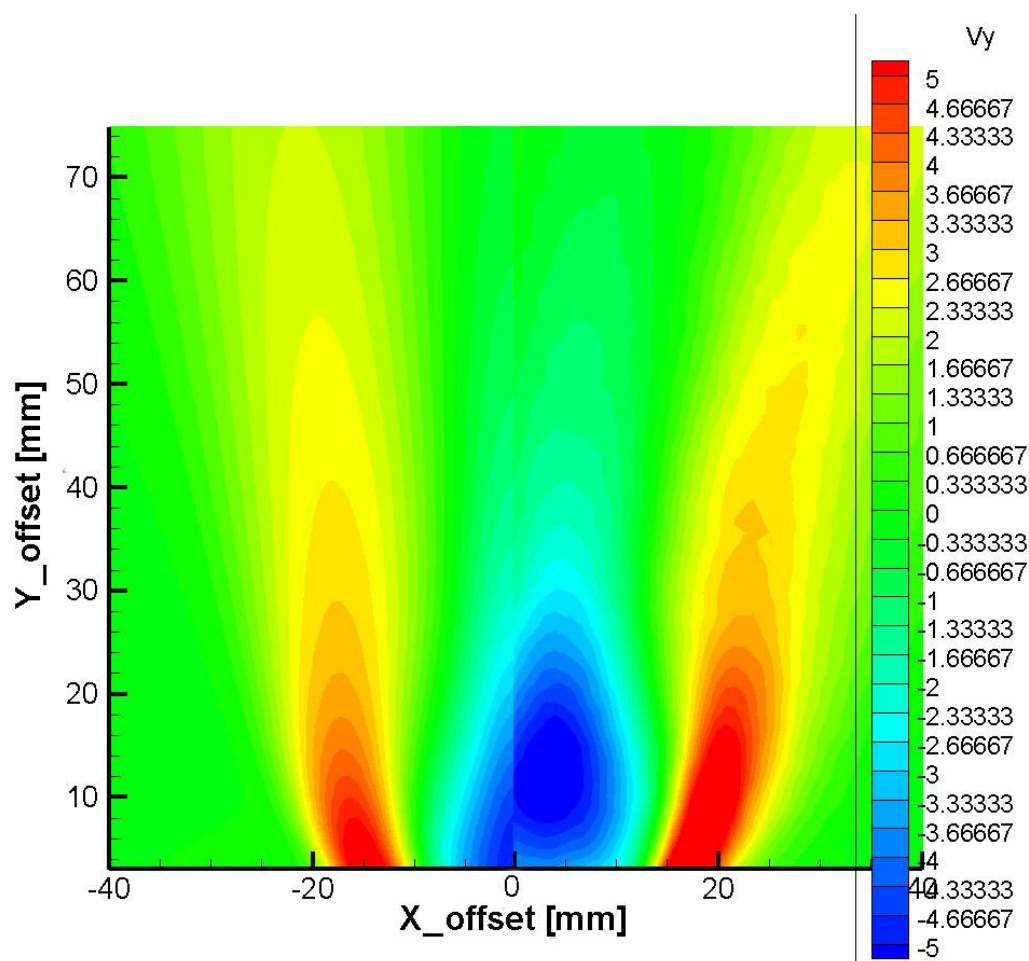


Tabla 7.30: Contorno de velocidad Axial Re=10.000 K-Ep Standard

El contorno de velocidad axial del modelo Standard cumple con las conclusiones obtenidas en la comparación de los perfiles de velocidad. Siendo un modelo que se ajusta razonablemente, no llega en ningún punto a caracterizar correctamente el campo fluido. Este modelo no aporta la precisión que nos ofrecen los otros dos modelos. Aunque puede darnos una idea del comportamiento del fluido.

### K-Épsilon Realizable:

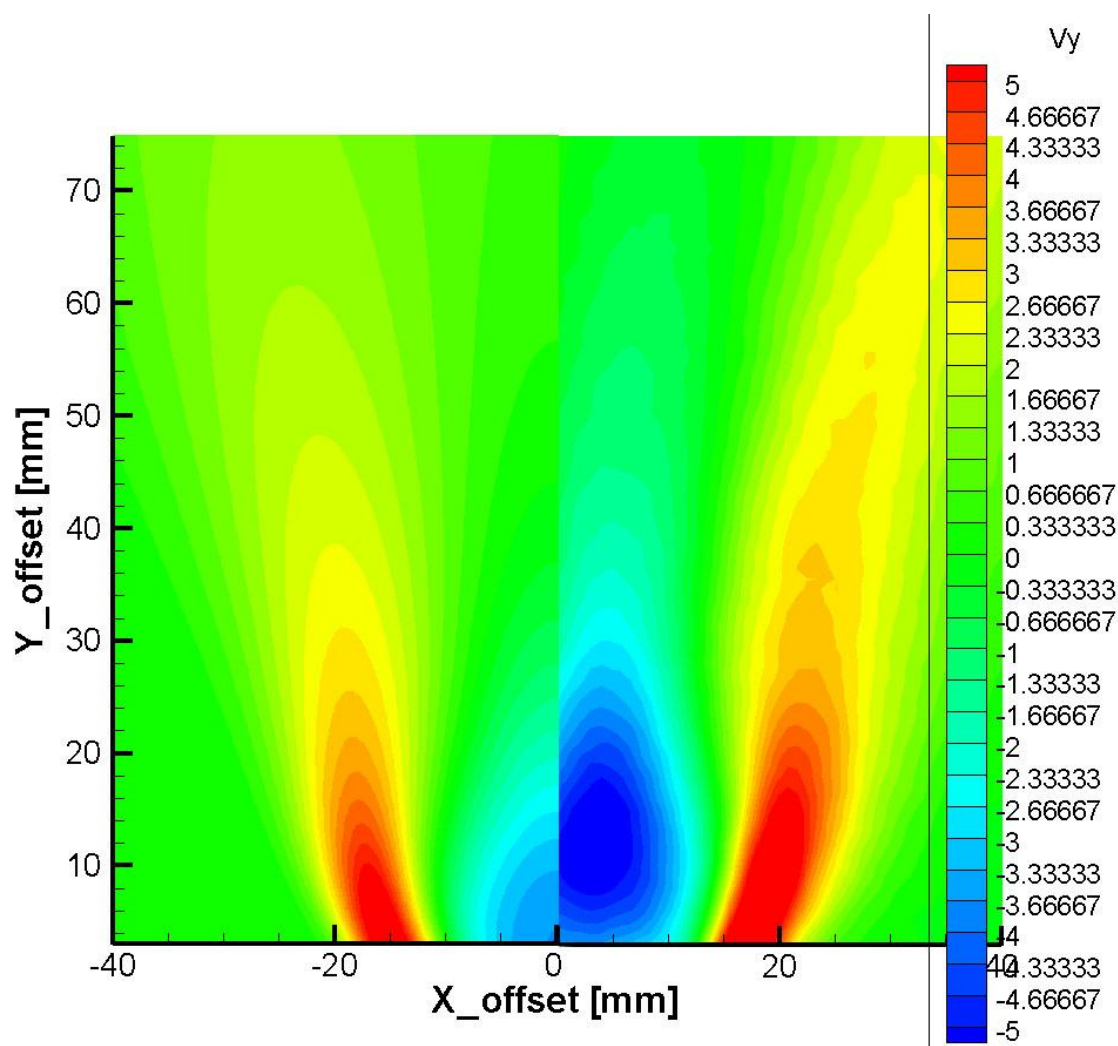


**Tabla 7.31: Contorno de velocidad Axial Re=10.000 K-Ep Realizable**

Como se concluyó en el apartado anterior, el modelo Realizable realiza una simulación muy correcta, siendo el modelo más preciso a la hora de caracterizar y predecir la forma y valor de la recirculación. Es capaz de estimar también la velocidad máxima en la salida y su forma. Este modelo es capaz de darnos valores muy similares a los reales sin cometer grandes errores en ninguno de los puntos.



**K-Épsilon RNG 0.05:**

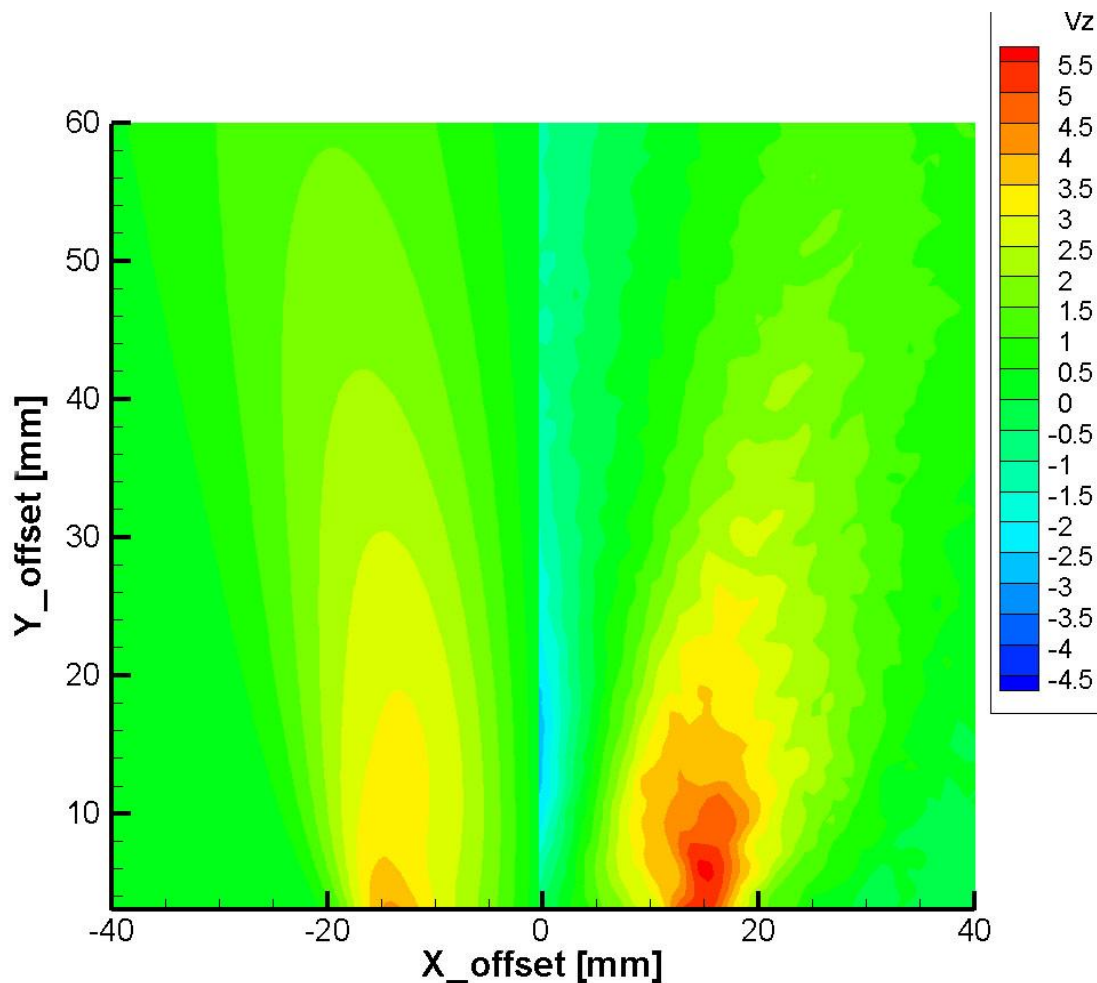


**Tabla 7.32: Contorno de velocidad Axial  $Re=10.000$  K-Ep RNG SF 0,05**

Una vez realizado la corrección del factor de giro, los resultados obtenidos para el modelo RNG son más precisos que en los valores iniciales. A pesar de ello, este modelo no caracteriza tan bien como su predecesor la burbuja de recirculación. Dicha burbuja es muy similar en forma a la experimental pero subestima los valores de velocidad.

**V. SWIRL RE=10.000:**

**K-Épsilon Standard:**



**Tabla 7.33: Contorno de velocidad Tangencial Re=10.000 K-Ep Standard**

De nuevo el modelo Standard se comporta correctamente si ser capaz de predecir los valores máximos y mínimos de velocidad, este modelo representa una buena alternativa si lo que se desea es caracterizar la forma pero no las velocidades en ninguno de los puntos clave. Este modelo se comporta bien en valores altos de Reynolds como se demuestra con las comparaciones realizadas.

### K-Épsilon Realizable:

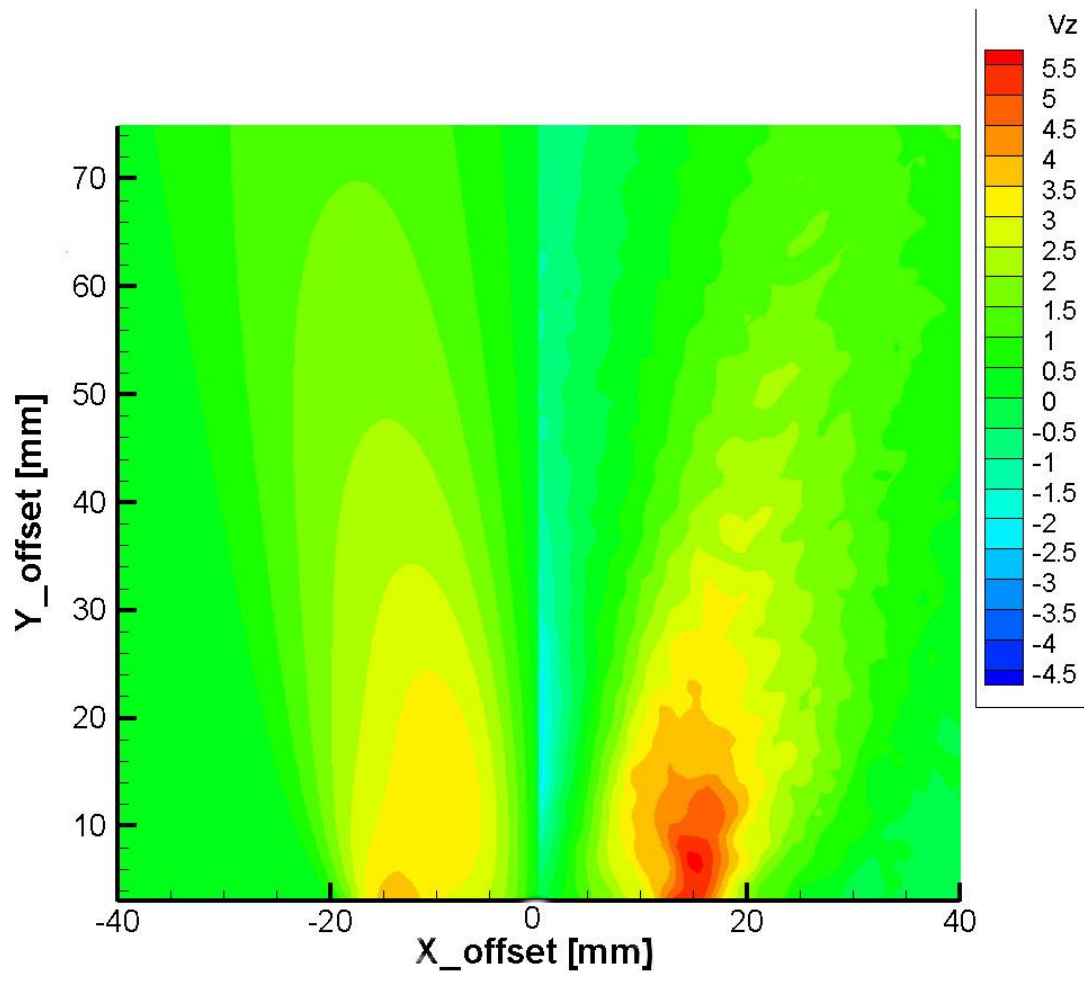


Tabla 7.34: Contorno de velocidad Tangencial  $Re=10.000$  K-Ep Realizable

De nuevo el modelo Realizable cumple con las expectativas obtenidas en la medición de los perfiles de velocidad. Este modelo es capaz de simular bien la forma y valor del giro del fluido en su plano tangencial.

Se concluye comentando que dicho modelo es el más recomendable para números de Reynolds altos.

### K-Épsilon RNG SF 0.05:

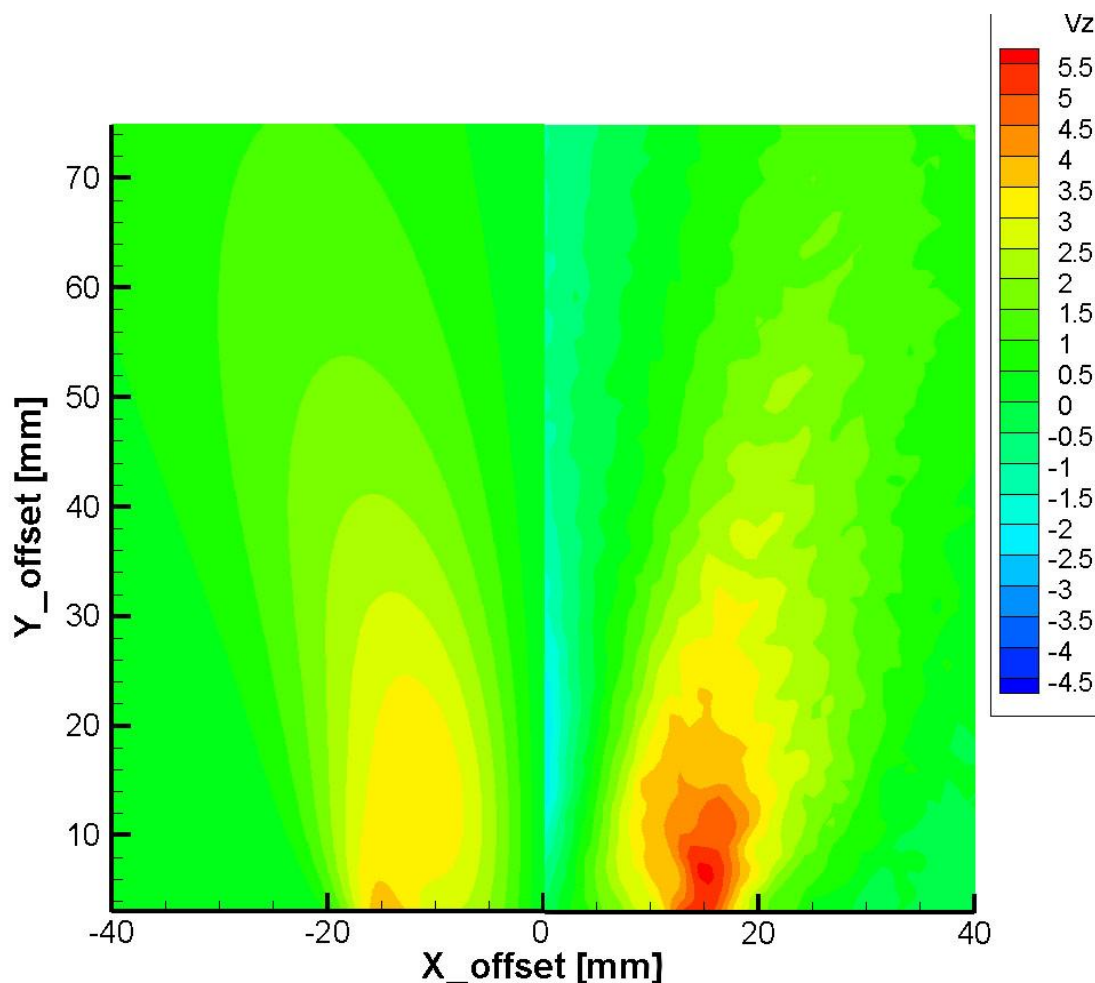


Tabla 7.35: Contorno de velocidad Tangencial  $Re=10.000$  K-Ep RNG SF 0,05

Del mismo modo que antes el modelo corregido de RNG también caracteriza correctamente el contorno de velocidad tangencial y se acerca correctamente a los valores experimentales pero su velocidad a la salida es ligeramente menor que el modelo Realizable.

### Conclusión:

Sin duda alguna el modelo Realizable caracteriza muy correctamente el contorno de velocidades axiales tanto el valor como en recirculación del fluido. Por otro lado el modelo RNG se comporta bien pero no llega a la precisión del Realizable.

En lo referente a la velocidad tangencial, ambos modelos simulan bien la forma y la velocidad del fluido de giro siendo en este caso el modelo RNG algo más precisos por los datos ofrecidos por los perfiles de velocidad tangencial

El modelo Standard no llega a acercarse a la precisión de los otros dos modelos.



## **VI. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS:**

### **CONCLUSIONES:**

Una vez finalizado el presente proyecto se puede concluir comentando que ha sido necesaria una búsqueda bibliográfica muy específica, inicialmente en la obtención de tutoriales con los que poder utilizar correctamente el mallador ICEM CFD, y por otro lado comentar la dificultad de obtención de material debido a que existen pocos libros que explique con claridad cómo funciona Fluent a nivel de ecuaciones y realización de los modelos de turbulencia.

Los tutoriales de usuario de Fluent y ICEM CFD han sido de gran ayuda a la hora de la realización del documento y del entendimiento de ciertos parámetros de ambos programas.

A la vista de todo lo anteriormente expuesto podemos concluir que se han conseguido cumplir los siguientes objetivos:

Durante el estudio realizado se ha conseguido simular correctamente el comportamiento del quemador LPP que la Universidad Carlos III de Madrid posee en sus instalaciones del departamento de Ingeniería Térmica.

De tal modo que se ha encontrado un modelo de turbulencia por el cual se pueden caracterizar el funcionamiento del quemador para Reynolds bajos. El cual simula correctamente el comportamiento lo largo de los tres perfiles de velocidad estudiados dando resultados muy similares a los valores experimentales.

Del mismo modo se ha encontrado un modelo de turbulencia que caracteriza el comportamiento del quemador a Reynolds altos. Dicho modelo no ha funcionado correctamente en situaciones de número de Reynolds bajos pero si ha simulado el comportamiento para valores mayores.

Para las simulaciones realizadas se ha podido recrear y caracterizar la burbuja de recirculación característica de este tipo de quemadores de alto grado de giro (High Swirl Burner).



### **TRABAJOS FUTUROS:**

Una vez concluido el estudio y caracterización de este quemador sería interesante realizar los siguientes trabajos de investigación:

Teniendo caracterizada la malla computacional sería recomendable realizar una serie de mediciones experimentales que permitan ajustar los valores de la simulación. Esto no ha sido posible durante la elaboración de este proyecto debido a falta de datos y tiempo.

Poder realizar simulaciones con velocidades axiales en el tubo central y poder comparar los resultados con datos experimentales, permitiendo ver así las prestaciones de los modelos de turbulencia para configuraciones de tipo Low Swirl.

Determinar los límites de funcionamiento mínimo y máximo del quemador. De ese modo poder caracterizar el rango de funcionamiento, en cuanto a gasto másico y número de Swirl.

Determinar el valor del número de Reynolds en donde es necesario el cambio de modelo o el reajuste del factor de giro o "Swirl Factor" en el modelo K-Epsilon RNG.

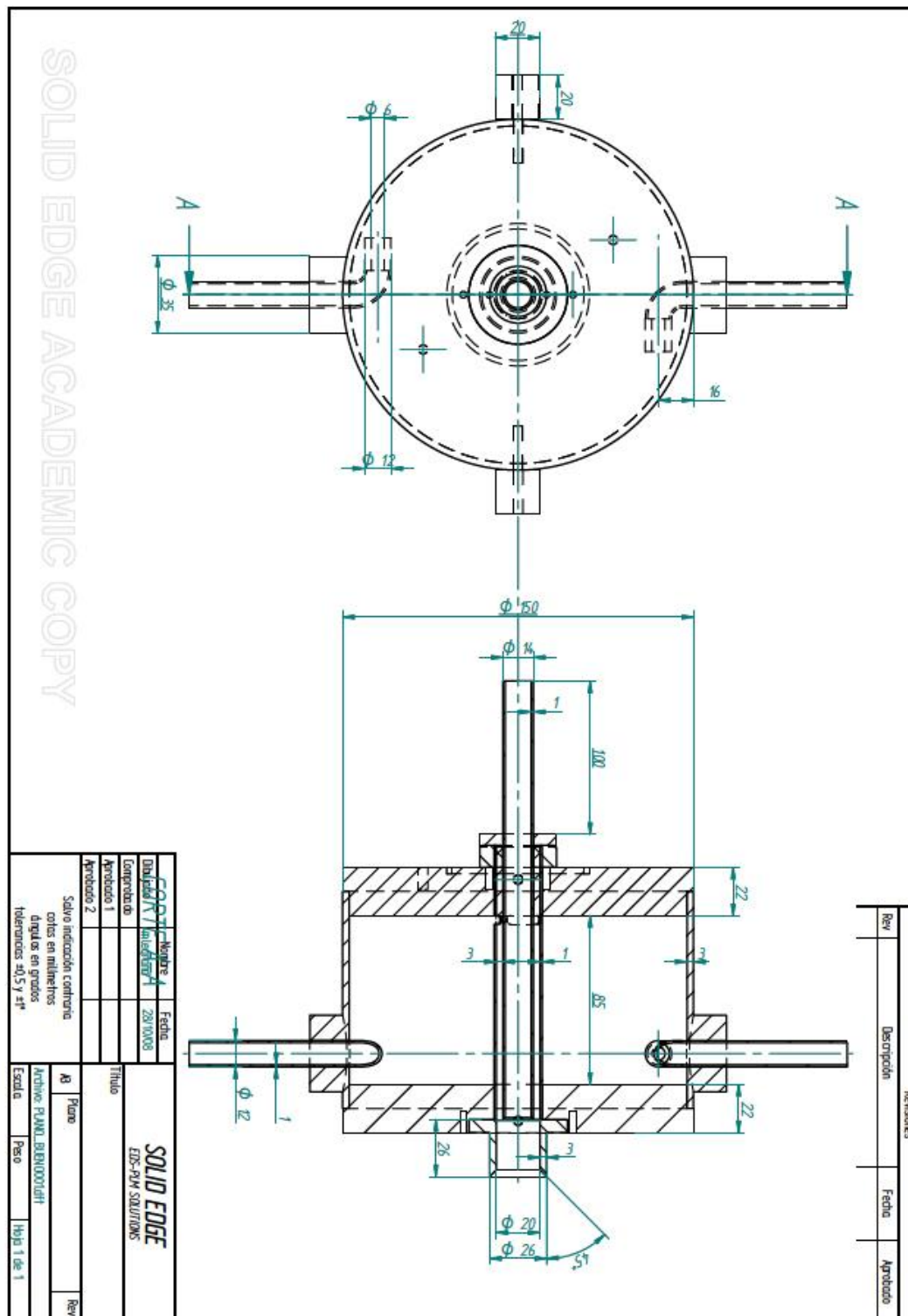
Determinar el número de Reynolds en el que el flujo comienza a presentar un recirculación, y eso para distintos números de Swirl.

La realización de una malla tridimensional completa del quemador (incluyendo la cámara de gases y las entradas de los tubos axial y tangencial). Esto permitirá la obtención de resultados más precisos con modelos de turbulencia más complejos.

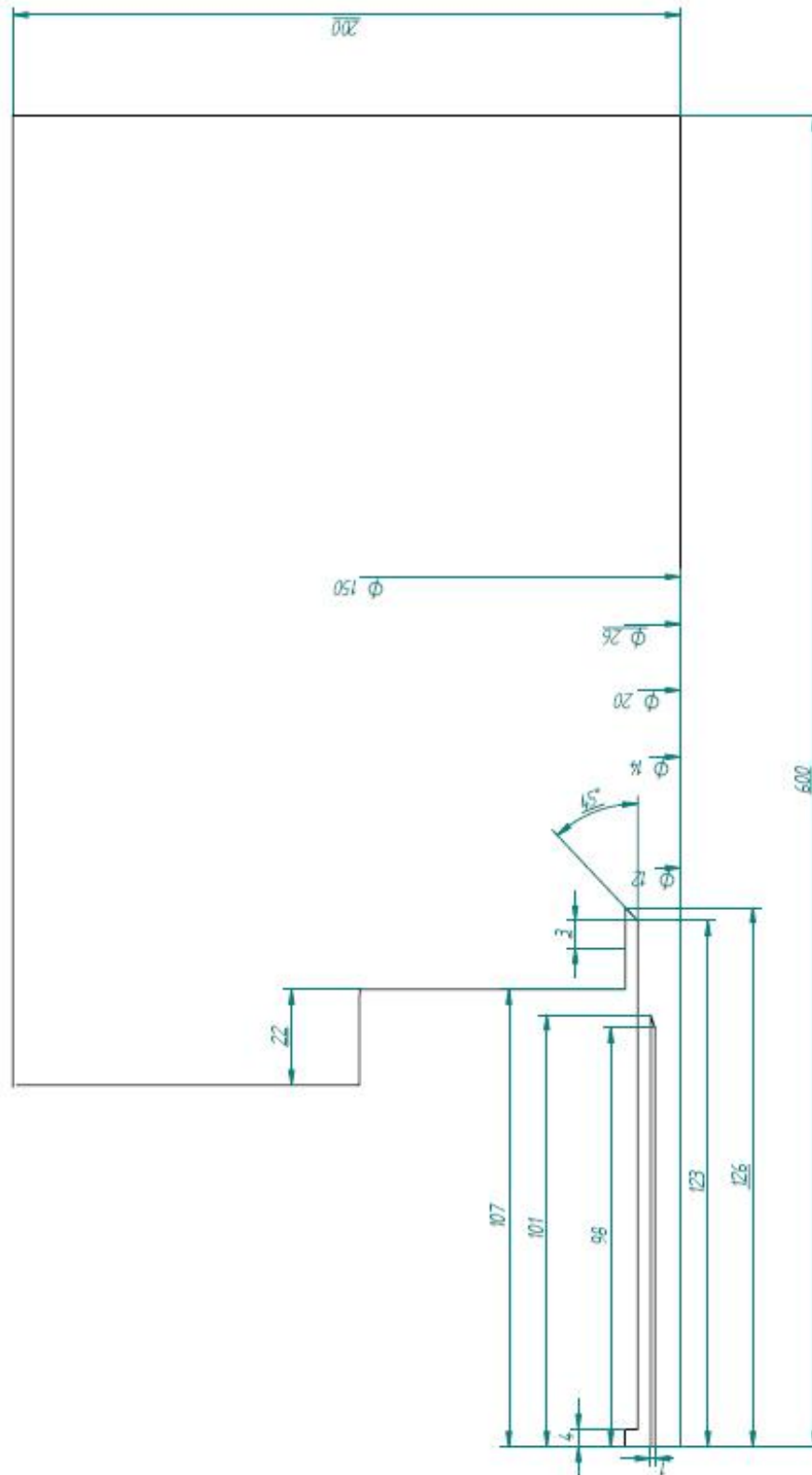
Una vez conseguidos estos puntos sería interesante realizar simulaciones temporales con el fin de determinar inestabilidades, esto permitiría establecer que modelos son capaces de predecir dichos problemas y que diseños pueden ser descartados.

## VII. ANEXOS:

### Planos quemador



### Planos Malla:







## VIII. BIBLIOGRAFÍA:

### Libros:

[1] **Legrand, M. (2008)**, "Estudio y caracterización de un quemador estabilizado por giro"

[2] **A.K.Gupta, D. G. Lilley , N. Syred (1984)**, "Swirl flows"

**Yakhot, V., Orszag, S.A., Thangam, S., Gatski, T.B. & Speziale, C.G. (1992)**, "Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique", Physics of Fluids A, Vol. 4, No. 7, pp1510-1520.

[8] **Moran, Shapiro**, Fundamentos Termodinámica Técnica 2<sup>da</sup> edición.

[10] **Incropera, Frank P.** "Fundamentos de transferencia de calor"

**Fox, Rodney O.** "Computational models for turbulent reacting flows"

**Fluent User's Guide**

**ICEM CFD V.10 User's Guide**

### URL's:

[3] **Lawrence Berkeley National Laboratory:**

<http://eetd.lbl.gov/l2m2/lowswirl.html>

<http://eetd.lbl.gov/aet/combustion/LSC-info/>

[4] **Karlsruhe Institute of Technology:**

[http://www.vbt.uni-karlsruhe.de/index.pl/projekte/FG\\_486/CN\\_TP2.html](http://www.vbt.uni-karlsruhe.de/index.pl/projekte/FG_486/CN_TP2.html)

[5] <http://www.ree.es>

[6] <http://www.google.es/imghp?hl=es&tab=wi>

[7] <http://www.combustionexperts.com/>

**MIT Gas Turbine Laboratory:**

[9] <http://web.mit.edu/rgd/www/energy/syngas.html>

Modelos CFD de turbulencia:

[http://www.cfd-online.com/Wiki/Turbulence\\_modeling](http://www.cfd-online.com/Wiki/Turbulence_modeling)

Fotografías:

[http://www.lbl.gov/Tech-Transfer/images/success\\_lowswirl3.jpg](http://www.lbl.gov/Tech-Transfer/images/success_lowswirl3.jpg)



Simulación de un quemador LPP estabilizado por giro